

***IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE***

Applicant: Isamu IIZUKA et al.  
Title: APPARATUS AND METHOD FOR CONTROLLING INTAKE AIR  
AMOUNT OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE  
Appl. No.: Unassigned  
Filing Date: 07/14/2003  
Examiner: Unassigned  
Art Unit: Unassigned

**CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY**

Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

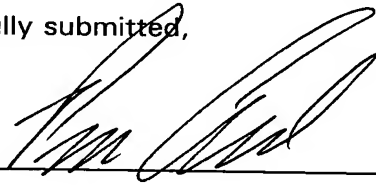
The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-205876 filed 07/15/2002.

Respectfully submitted,

By

  
Pavan K. Agarwal  
Attorney for Applicant  
Registration No. 40,888

Date July 14, 2003

FOLEY & LARDNER  
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162

Facsimile: (202) 672-5399

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 7月15日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-205876

[ST.10/C]:

[JP2002-205876]

出 願 人

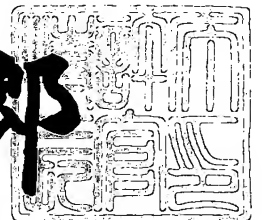
Applicant(s):

株式会社日立ユニシアオートモティブ

2003年 5月13日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3036104

【書類名】 特許願

【整理番号】 102-0144

【提出日】 平成14年 7月15日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02D 13/02

【発明の名称】 可変動弁機構の制御装置

【請求項の数】 3

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社ユニシアジェックス内

【氏名】 飯塚 勇

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社ユニシアジェックス内

【氏名】 町田 憲一

【特許出願人】

【識別番号】 000167406

【氏名又は名称】 株式会社ユニシアジェックス

【代理人】

【識別番号】 100078330

【弁理士】

【氏名又は名称】 笹島 富二雄

【電話番号】 03-3508-9577

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 009232

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9716042

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 可変動弁機構の制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

機関の少なくとも吸気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構と、  
機関の運転状態に応じて目標トルク相当の目標吸入空気量を設定する目標吸入  
空気量設定手段と、

吸気バルブのバルブリフト量が所定量を下回る低バルブリフト領域と、所定量  
以上となる高バルブリフト領域と、で異なる演算式を用いて前記目標吸入空  
気量を確保するための吸気バルブの目標バルブ作動特性を設定する目標バルブ作  
動特性設定手段と、

吸気バルブのバルブ作動特性が前記目標バルブ作動特性に収束するように前記  
可変動弁機構を制御する可変動弁機構制御手段と、

を備えることを特徴とする可変動弁機構の制御装置。

【請求項 2】

前記目標バルブ作動特性設定手段は、前記高バルブリフト領域で用いる演算式  
を基本演算式とし、前記低バルブリフト領域においては、前記基本演算式にバル  
ブリフト量に応じた補正を行うことを特徴とする請求項 1 記載の可変動弁機構の  
制御装置。

【請求項 3】

前記目標バルブ作動特性設定手段は、前記基本演算式に吸気バルブの閉弁タイ  
ミングに応じた補正を行うことを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 記載の可変動  
弁機構の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、機関の少なくとも吸気バルブのバルブ作動特性を可変制御すること  
で吸入空気量制御を行う可変動弁機構の制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

吸気バルブの閉弁タイミングを制御することで吸入空気量を制御してスロットルレス運転を行うものとして特開 2 0 0 1 - 2 7 1 6 6 5 号公報に記載されたものがある。

このものは、機関の目標トルクを算出すると共にトルク変動量を検出し、トルク変動量の許容範囲内で内部 E G R 率が最大となるように吸気バルブの閉弁タイミングとバルブオーバーラップ量とを設定することで、吸入空気量制御とエミッションの低減を両立させてスロットルレス運転を実現している。

【0 0 0 3】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、バルブリフト量を可変する可変動弁機構により吸入空気量制御を行ってスロットルレス運転を実現する場合には、吸気バルブのバルブリフト量についても考慮する必要がある。

すなわち、バルブリフト量が所定量よりも低くなると吸入できる空気量（吸気量）が急激に減少してしまうため、バルブリフト量が前記所定量を下回る低バルブ領域とこれよりもバルブリフト量が高い領域とでは、その「バルブリフト量－吸気量」特性が異なるものとなるため、要求される吸入空気量を確保するためには、吸気バルブの閉弁タイミングを制御するだけでは足りず、バルブリフト量についても考慮してバルブ作動特性の設定する必要がある。

【0 0 0 4】

しかしながら、上記従来のものは、バルブリフト量については考慮していないため、バルブリフト量を可変する可変動弁機構を用いた場合には、スロットルレス運転が精度よく実行できないという問題がある。

本発明は、このような問題に着目してなされたものであり、バルブリフト量を可変する可変動弁機構を制御することで、要求される吸入空気量を確保して精度のよいスロットルレス運転を実現できる可変動弁機構の制御装置を提供することを目的とする。

【0 0 0 5】

【課題を解決するための手段】

そのため、請求項 1 に係る可変動弁機構の制御装置は、吸気バルブのバルブリフト量が所定量を下回る低バルブリフト領域と、所定量以上となる高バルブリフト領域と、で異なる演算式を用いて前記目標吸入空気量を確保するための吸気バルブの目標バルブ作動特性を設定し、この目標バルブ作動特性となるように吸気バルブを制御するようにした。

#### 【0006】

このようにすれば、「バルブリフト量－吸気量」特性が異なる低バルブリフト領域と高バルブリフト領域とのそれぞれにおいて、目標吸入空気量を確保するための適切なバルブ作動特性を設定できるので、吸気バルブの閉弁タイミングを制御するだけでは吸入空気量制御ができない低バルブリフト領域であっても、吸入空気量制御を精度よく実現できる。

#### 【0007】

また、請求項 2 に係る発明は、低バルブリフト領域では、高バルブリフト領域で用いる基本演算式にバルブリフト量に応じた補正を行うようにした。

このようにすれば、低バルブリフト領域と高バルブリフト領域とで全く異なる演算式を用いる必要がなく、1つの演算式を用いて必要がある場合にのみこれを補正すれば済むので、演算処理の簡略化、演算のための容量の低減を図ることができる。

#### 【0008】

更にまた、請求項 3 に係る発明は、前記基本演算式に吸気バルブの閉弁タイミングに応じた補正を行うようにした。

このようにすれば、吸気バルブの閉弁タイミングの変化に伴う有効シリンダ容積の変化を考慮しつつ、目標吸入空気量を確保するためのバルブ作動特性を設定できるので、更に精度のよい吸入空気量制御が実現できる。

#### 【0009】

##### 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態を図に基づいて説明する。

図 1 は、車両用内燃機関の構成図である。図 1 において、内燃機関 101 の吸気通路 102 には、スロットルモータ 103 a でスロットル弁 103 b を開閉駆

動する電子制御スロットル104が介装されており、該電子制御スロットル104及び吸気バルブ105を介して、燃焼室106内に空気が吸入される。

【0010】

燃焼排気は、燃焼室106から排気バルブ107を介して排出され、排気浄化触媒108により浄化された後、マフラー109を介して大気中に放出される。

前記排気バルブ107は、排気側カム軸110に軸支されたカム111によって一定のバルブリフト量及びバルブ作動角を保ったまま駆動されるが、吸気バルブ105は、可変バルブ機構（VEL）112によってバルブリフト量が連続的に変えられるようになっている。

【0011】

また、吸気側カム軸113の端部には、クランク軸に対するカム軸の回転位相を変化させることでバルブリフト量を固定したままバルブの開閉タイミングを連続的に可変する公知の構成の可変バルブタイミング機構（VTC）114が設けられている。

マイクロコンピュータを内蔵するコントロールユニット（C/U）115には、アクセル開度センサAPS116、吸入空気量（質量流量） $Q_a$ を検出するエアフローメータ117、クランク軸から回転信号 $N_e$ を取り出すクランク角センサ118、吸気側カム軸113の回転位置を検出するカムセンサ119、スロットル弁103bの開度 $TVO$ を検出するスロットルセンサ120、シリンダ内の燃焼圧を検出する燃焼圧センサ121等からの各種検出信号が入力される。

【0012】

そして、コントロールユニット（C/U）115は、前記クランク角センサ118及びカムセンサ119の検出信号に基づき、クランク軸に対する吸気側カム軸113の回転位相（VTCNOW）を検出して吸気バルブ105の開閉タイミングを検出すると共に、運転状態に応じて目標進角値又は遅角値（TGVTC）を設定し、吸気側カム軸113の回転位相が前記目標進角値又は遅角値（TGVTC）となるよう可変バルブタイミング機構（VTC）114を制御することで吸気バルブ105の開閉タイミングを制御する。

【0013】



また、スロットル弁 1 0 3 b の開度及び吸気バルブ 1 0 5 の開特性によって、アクセル開度に対応する吸入空気量が得られるように、アクセル開度センサ A P S 1 1 6 で検出されるアクセル開度 A P O に応じて前記電子制御スロットル 1 0 4 及び可変バルブ機構 (V E L) 1 1 2 の駆動を制御する。具体的には、前記可変バルブ機構 (V E L) 1 1 2 によりバルブリフト量 (及びバルブ作動角) を制御することで吸入空気量を制御しつつ、キャニスタパージ及びブローバイガスの処理のために一定の負圧 (目標 B o o s t : 例えば - 5 0 m m H g) を発生させるようにスロットル弁 1 0 3 b の開度を制御する。但し、負圧要求のない運転条件では、スロットル弁 1 0 3 b を全開に保持して、可変バルブ機構 (V E L) 1 1 2 のみで吸入空気量を制御する、いわゆるスロットルレス制御を行う。

#### 【 0 0 1 4 】

また、前記可変バルブ機構 (V E L) 1 1 2 のみでは吸入空気量を制御できない場合においては、可変バルブ機構 (V E L) 1 1 2 の駆動を制御すると共に、前記スロットル弁 1 0 3 b の開度制御を併用する。

ここで、前記可変バルブ機構 (V E L) 1 1 2 の構造について説明する。可変バルブ機構 (V E L) は、図 2 ～ 図 4 に示すように、一对の吸気バルブ 1 0 5、1 0 5 と、シリンダヘッド 1 1 のカム軸受 1 4 に回転自在に支持された中空状のカム軸 1 3 と、該カム軸 1 3 に軸支された回転カムである 2 つの偏心カム 1 5、1 5 と、前記カム軸 1 3 の上方位置に同じカム軸受 1 4 に回転自在に支持された制御軸 1 6 と、該制御軸 1 6 に制御カム 1 7 を介して揺動自在に支持された一对のロッカアーム 1 8、1 8 と、各吸気バルブ 1 0 5、1 0 5 の上端部にバルブリフター 1 9、1 9 を介して配置された一对のそれぞれ独立した揺動カム 2 0、2 0 とを備えている。

#### 【 0 0 1 5 】

前記偏心カム 1 5、1 5 とロッカアーム 1 8、1 8 とは、リンクアーム 2 5、2 5 によって関係され、ロッカアーム 1 8、1 8 と揺動カム 2 0、2 0 とは、リンク部材 2 6、2 6 によって関係されている。

前記偏心カム 1 5 は、図 5 に示すように、略リング状を呈し、小径なカム本体 1 5 a と、該カム本体 1 5 a の外端面に一体に設けられたフランジ部 1 5 b とか

らなり、内部軸方向にカム軸挿通孔 1 5 c が貫通形成されていると共に、カム本体 1 5 a の軸心 X がカム軸 1 3 の軸心 Y から所定量だけ偏心している。また、前記偏心カム 1 5 は、カム軸 1 3 に対し前記バルブリフター 1 9 に干渉しない両外側にカム軸挿通孔 1 5 c を介して圧入固定されていると共に、カム本体 1 5 a の外周面 1 5 d が同一のカムプロフィールに形成されている。

## 【 0 0 1 6 】

前記ロッカアーム 1 8 は、図 4 に示すように、略クランク状に屈曲形成され、中央の基部 1 8 a が制御カム 1 7 に回転自在に支持されている。また、基部 1 8 a の外端部に突設された一端部 1 8 b には、リンクアーム 2 5 の先端部と連結するピン 2 1 が圧入されるピン孔 1 8 d が貫通形成されている一方、基部 1 8 a の内端部に突設された他端部 1 8 c には、各リンク部材 2 6 の後述する一端部 2 6 a と連結するピン 2 8 が圧入されるピン孔 1 8 e が形成されている。

## 【 0 0 1 7 】

前記制御カム 1 7 は円筒状を呈し、制御軸 1 6 外周に固定されていると共に図 2 に示すように軸心 P 1 位置が制御軸 1 6 の軸心 P 2 から  $\alpha$  だけ偏心している。

前記揺動カム 2 0 は、図 2 及び図 6、図 7 に示すように略横 U 字形状を呈し、略円環状の基端部 2 2 にカム軸 1 3 が嵌挿されて回転自在に支持される支持孔 2 2 a が貫通形成されていると共に、ロッカアーム 1 8 の他端部 1 8 c 側に位置する端部 2 3 にピン孔 2 3 a が貫通形成されている。

## 【 0 0 1 8 】

また、該揺動カム 2 0 の下面には、基端部 2 2 側の基円面 2 4 a と該基円面 2 4 a から端部 2 3 端縁側に円弧状に延びるカム面 2 4 b とが形成されており、該基円面 2 4 a とカム面 2 4 b とが、揺動カム 2 0 の揺動位置に応じて各バルブリフター 1 9 の上面所定位置に当接するようになっている。すなわち、図 8 に示すバルブリフト特性からみると、図 2 に示すように基円面 2 4 a の所定角度範囲  $\theta 1$  がベースサークル区間になり、また、カム面 2 4 b の前記ベースサークル区間  $\theta 1$  から所定角度範囲  $\theta 2$  が所謂ランプ区間となり、更に、カム面 2 4 b のランプ区間  $\theta 2$  から所定角度範囲  $\theta 3$  がリフト区間になるように設定されている。

## 【 0 0 1 9 】

前記リンクアーム 2 5 は、円環状の基部 2 5 a と、該基部 2 5 a の外周面所定位置に突設された突出端 2 5 b とを備え、基部 2 5 a の中央位置には、前記偏心カム 1 5 のカム本体 1 5 a の外周面に回転自在に嵌合する嵌合穴 2 5 c が形成されている一方、突出端 2 5 b には、前記ピン 2 1 が回転自在に挿通するピン孔 2 5 d が貫通形成されている。なお、前記リンクアーム 2 5 と偏心カム 1 5 とによって揺動駆動部材が構成される。

#### 【 0 0 2 0 】

前記リンク部材 2 6 は、所定長さの直線状に形成され、円形状の両端部 2 6 a 、 2 6 b には前記ロッカアーム 1 8 の他端部 1 8 c と揺動カム 2 0 の端部 2 3 の各ピン孔 1 8 d 、 2 3 a に圧入した各ピン 2 8 、 2 9 の端部が回転自在に挿通するピン挿通孔 2 6 c 、 2 6 d が貫通形成されている。なお、各ピン 2 1 、 2 8 、 2 9 の一端部には、リンクアーム 2 5 やリンク部材 2 6 の軸方向の移動を規制するスナップリング 3 0 、 3 1 、 3 2 が設けられている。

#### 【 0 0 2 1 】

前記制御軸 1 6 は、図 1 0 に示すように、一端部に設けられた DC サーボモータ等のアクチュエータ 2 0 1 によって所定回転角度範囲内で回転駆動されるようになっており、前記制御軸 1 6 の作動角を前記アクチュエータ 2 0 1 で変化させることで、吸気バルブ 1 0 5 、 1 0 5 のバルブリフト量及びバルブ作動角が連続的に変化する（図 9 参照）。すなわち、図 1 0 において、アクチュエータ（DC サーボモータ） 2 0 1 の回転は、伝達部材 2 0 2 を介してネジ切り加工が施された軸 1 0 3 に伝達され、該軸 2 0 3 が通されたナット 2 0 4 の軸方向位置が変化する。そして、制御軸 1 6 の先端の取り付けられ、その一端が前記ナット 2 0 4 に固定された一対のステー部材 2 0 5 a 、 2 0 5 b により制御軸 1 6 が回転する。

#### 【 0 0 2 2 】

なお、本実施形態では、図に示すように、ナット 2 0 4 の位置を前記伝達部材 2 0 2 に近づけることでバルブリフト量を小さくし、逆に、ナット 2 0 4 の位置を前記伝達部材 2 0 2 から遠ざけることでバルブリフト量を大きくする。

また、前記制御軸 1 6 の先端には、該制御軸 1 6 の作動角（VEL 作動角）V

C S - A N G L を検出するポテンシオメータ式の作動角センサ 2 0 6 (調整位置センサ) が設けられており、該作動角センサ 2 0 6 で検出される実際の V E L 作動角 V C S - A N G L が、目標 V E L 作動角 (T G V E L) に一致するように、前記コントロールユニット (C/U) 1 1 5 が前記アクチュエータ (D C サーボモータ) 2 0 1 をフィードバック制御する。

#### 【 0 0 2 3 】

次に、前記コントロールユニット (C/U) 1 1 5 による吸入空気量制御 (エンジントルクデマンド制御) について説明する。

図 1 1 は、吸入空気量制御の全体構成を示す図である。図 1 1 に示すように、前記コントロールユニット (C/U) 1 1 5 は、目標体積流量比演算部 a (これが、本発明に係る目標吸入空気量設定手段に相当する) と、V E L 目標作動角演算部 b 及び V T C 目標角度演算部 c (これらが、本発明に係る目標バルブ作動特性設定手段に相当する) と、目標スロットル開度演算部 d と、を含んで構成される。以下、それぞれの演算処理について説明する。

#### 【 0 0 2 4 】

(a) 前記目標体積流量比演算部 a における演算処理

この目標体積流量比演算部 a は、機関の目標トルク相当の目標体積流量比 T Q H O S T を算出する。具体的には、アクセル開度 A P O 及び機関回転速度 N e に対応する (又は、アクセル開度 A P O 及び機関回転速度 N e に基づき設定される目標トルクが得られるような) 要求空気量 (機関要求空気量) Q 0 を算出する一方、アイドル回転速度制御 (I S C) で要求される I S C 要求空気量 Q I S C を算出する。そして、前記機関要求空気量 Q 0 に、前記 I S C 要求空気量 Q I S C を加算して全要求空気量 (吸入空気量) Q ( $= Q 0 + Q I S C$ ) を算出し、更にこの全要求空気量 Q を機関回転速度 N e 、排気量 (シリンダ総容積) V O L # で順次除算することにより、目標トルク相当の目標体積流量比 T Q H O S T ( $= Q / (N e \cdot V O L \#)$ ) を算出する。

#### 【 0 0 2 5 】

(b) 前記 V E L 目標角度演算部 b における演算処理

この V E L 目標作動角演算部 b は、まず、前記目標体積流量比演算部 a で算出

された目標体積流量比  $TQHOST$  に、バルブ上流圧補正、 $IVC$  補正及び残留ガス補正を行って可変バルブ機構  $VEL112$  で実現すべき体積流量比  $TQHovel$  を算出する。そして、この体積流量比  $TQHovel$  を、圧縮性流体の定常流れの式をベースに逆変換して目標バルブ開口面積  $TVELAA$  を算出して目標作動角  $TGVELO$  を求める。そして、この目標作動角  $TGVELO$  と、可変バルブ機構 ( $VEL$ )  $112$  の最大作動角  $VELHLMT$  と、を比較して最終的な  $VEL$  目標作動角  $TGVEL$  を設定する。以下、詳細に説明する。

#### 【0026】

(b-1) 可変バルブ機構 ( $VEL$ )  $112$  の目標作動角の設定

図12に具体的な制御ブロック図を示す。図12において、A部では、前記目標体積流量比  $TQHOST$  と最小体積流量比  $QHOLMT$  との大きい方を選択して可変バルブ機構 ( $VEL$ )  $112$  で実現すべき基本体積流量比  $TQHovel0$  とする。ここで、前記最小体積流量比  $QHOLMT$  は、可変バルブ機構 ( $VEL$ )  $112$  で制御可能な (実現可能な) 最小体積流量比、すなわち、 $VEL$  作動角  $VCS-ANG$  が最小のときの体積流量比であり、図中の a1 部に示すようなテーブル  $TQHOLMT$  を機関回転速度  $Ne$  に基づいて検索することにより算出する。これにより、運転状態にかかわらず可変バルブ機構 ( $VEL$ )  $112$  の目標作動角を設定することになるので、可変バルブ機構 ( $VEL$ )  $112$  を主体とした吸入空気量制御が実行できることになる。

#### 【0027】

B部では、バルブ上流圧補正を行う。具体的には、前記基本体積流量比  $TQHovel0$  を、b1部で設定されるバルブ上流圧補正值  $KMANIP$  で除算して  $TQHovel1$  とする。

かかる補正を行うのは、スロットル開度に応じて発生する負圧により吸入できる体積流量 (吸気量) も変化するので、前記全要求吸気量  $Q$  を確保するためには、この変化分を考慮してバルブ作動特性 (バルブ開口面積) を設定する必要があるからである。従って、前記スロットル弁  $103b$  が全開となるスロットルレス時においてはバルブ上流圧が大気圧となるので、この補正は不要となるのであるが、実際には、パージ等の負圧要求によりスロットル弁  $103b$  が絞られるので

行うのである。なお、前記バルブ上流圧補正值  $KMANIP$  の設定については、後述する（図 13 参照）。

#### 【0028】

C 部では、IVC 補正を行う。具体的には、前記バルブ上流圧補正を行った体積流量比  $TQH OVEL1$  を、吸気バルブ 105 の閉弁タイミング（IVC）及びバルブリフト量に応じて c1 部で設定される IVC 補正值  $KHOSIVC$  ( $\leq 1$ ) で除算して  $TQH OVEL2$  とする。

かかる補正を行うのは、吸気バルブ 105 の閉弁タイミング IVC が進角することで有効シリンダ容積が減少して吸気量も変化するので、前記全要求吸気量  $Q$  を確保するためには、この減少分（= IVC 時の  $V_{cyl} / BDC$  時の  $V_{cyl}$ ）を考慮してバルブ作動特性を設定する必要があるからである。また、バルブリフト量が極めて低い領域と、それ以外の領域と、では「バルブリフト量－吸気量」特性が異なるため、前記全要求吸気量  $Q$  を確保するためにはこれを考慮して（すなわち、異なる演算式を用いて）バルブ作動特性を設定する必要もあるからである。なお、前記 IVC 補正值  $KHOSIVC$  の設定については後述する（図 14 参照）。

#### 【0029】

D 部では、残留ガス補正を行う。具体的には、前記バルブ上流圧補正及び IVC 補正を行った体積流量比  $TQH OVEL2$  を、残留ガス量に応じて d1 部で設定された残留ガス補正值  $KRES$  で除算して  $TQH OVEL$  とする。ここで算出された  $TQH OVEL$  が、可変バルブ機構（VEL）112 で実現すべき体積流量比である（以下、これを VEL 実現体積流量比という）。

#### 【0030】

かかる補正を行うのは、残留ガス量が多くなれば、同じ有効シリンダ容積であっても吸気量が減少してしまうので、前記全要求吸気量  $Q$  を確保するためにはこれを考慮してバルブ作動特性を設定する必要があるからである。なお、前記残留ガス補正值  $KRES$  は、例えば、排気バルブ 107 の閉弁タイミング（EVC）と吸気バルブ 105 の開弁タイミング（IVO）と機関回転速度  $N_e$  とに基づきバルブオーバーラップ量を考慮しつつ残留ガス量  $W$  を推定し、この推定した残留

ガス量  $W$  と吸入空気量  $Q_a$  とから残留ガス率  $RES (= W / (Q_a + W))$  を算出し、この残ガス率  $RES$  に基づいてあらかじめ設定したテーブル  $TKRES$  (図 15 参照) を検索することで算出する。また、吸気バルブ 105 の開弁タイミング  $IVC$  又は排気バルブ 107 の閉弁タイミング  $EV C$  のいずれか一方と機関回転速度  $N_e$  とに基づいて残留ガスを推定するようにしてもよい。

## 【0031】

E 部では、バルブ開口面積  $A_v$  相当の状態量  $VACDNV (= A_v \cdot C_d / N / VOL \# = \text{バルブ開口面積} \cdot \text{損失係数} / \text{回転速度} / \text{排気量})$  を算出する。具体的には、前記  $VEL$  実現体積流量比  $TQHVEL$  に基づいて、図に示すようなテーブル  $TVACDMV$  を検索することにより行う。なお、かかるテーブル  $TVACDMV$  は、以下のようにして作成する。

## 【0032】

まず、吸気バルブ 105 を通過する空気流量 (すなわち、シリンダ吸入空気量)  $Q_c(t)$  ( $kg/sec$ ) は、圧縮性流体の一次元定常流れの式より次式 (1)、(2) のように表すことができる。

## 【0033】

## 【数 1】

$$\text{チョーク時: } \frac{P_c}{P_0} \leq \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$Q_c(t) = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma - 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \dots (1)$$

非チョーク時

$$Q_c(t) = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left( 1 - \left( \frac{P_c}{P_m} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right)} \dots (2)$$

## 【0034】

$R$ : 気体定数 ( $= 287$ ) [ $J / (kg \cdot K)$ ]

$\gamma$  : 比熱比 (= 1.4)、 $C_d$  : 吸気バルブ流量損失係数

$A_v$  : 吸気バルブ開口面積 [ $m^2$ ]

$P_0$  : 吸気バルブ上流圧 (例えば、吸気マニホールド圧  $P_m$ ) [ $Pa$ ]

$P_c$  : 吸気バルブ下流圧 (すなわち、シリンダ内圧) [ $Pa$ ]

$T_0$  : 吸気バルブ上流温度 (例えば、吸気マニホールド温度  $T_m$ ) [ $K$ ]

前記  $VEL$  実現体積流量比  $TQH0VEL$  は、吸気バルブ 105 を通過させる空気量を機関 (エンジン) 回転速度  $N_e$ 、排気量  $VOL\#$  で除算したものであるから、同様にして次式 (3)、(4) のように表すことができる

【0035】

【数 2】

チョーク時

$$TQH0VEL = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{N_e \cdot VOL\# \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma - 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \dots (3)$$

非チョーク時

$$TQH0VEL = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{N_e \cdot VOL\# \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left( 1 - \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right)} \dots (4)$$

【0036】

従って、 $VEL$  実現体積流量比  $TQH0VEL$  は、非チョーク時においては、上記式 (3) より  $C_d \cdot A_v / (N_e \cdot VOL\#)$  とバルブ前後圧比 ( $P_c / P_0$ ) とに応じた値となり、チョーク時においては、上記式 (4) より  $C_d \cdot A_v / (N_e \cdot VOL\#)$  に比例した値となるので、シミュレーションや実験等により  $TQH0VEL$  と  $C_d \cdot A_v / (N_e \cdot VOL\#)$  との相関をあらかじめ求めてテーブル  $TVAACDMV$  作成する。

【0037】

そして、E 部において算出した状態量  $VAACDNV$  に、F 部において機関回転速度  $N_e$  を、G 部において排気量  $VOL\#$  をそれぞれ乗算し、流量特性  $TVELA0 (= A_v \cdot C_d)$  を算出する。なお、これが (基本的に) 吸気バルブに



要求される開口面積相当値（以下、要求バルブ開口面積という）である。

H部では、バルブ開口面積回転補正を行う。具体的には、算出した要求バルブ開口面積 $TVELAA0$ を、VEL開口面積回転補正值 $KHOSNE$ で除算して $TVELAA$ を算出する。

#### 【0038】

かかる補正を行うのは、可変バルブ機構（VEL）112の特性上、機関回転速度 $Ne$ が一定値以上の上昇すると慣性力も増加し、同一のVEL作動角であってもバルブリフト量（すなわち、バルブ開口面積）が増えてしまうため、その分を考慮してバルブ開口面積を正確に算出するためである。なお、前記VEL開口面積回転補正值 $KHOSNE$ は、機関回転速度 $Ne$ に基づいて、図中h1部に示すようなテーブル $TKHOSNE$ を検索して算出する。そして、ここで算出した $TVELAA$ が、吸気バルブ105の目標バルブ開口面積相当値（以下、目標バルブ開口面積という）である。

#### 【0039】

次に、I部では、図に示すような変換テーブル $TTGVEL0$ （バルブ開口面積－バルブ作動角変換テーブル）を用いて、前記目標バルブ開口面積 $TVELAA$ をVEL作動角 $TGVEL0$ に変換する。すなわち、バルブの開口面積からVEL作動角は一義的に求めることができるので、前記変換テーブル $TTGVEL0$ をあらかじめ設定しておくことで、バルブ開口面積をVEL作動角に容易に変換できる。なお、前記テーブル $TTGVEL0$ には、バルブ損失係数 $Cd$ 分も含めてある。

#### 【0040】

J部では、変換したVEL作動角 $TGVEL0$ と、可変バルブ機構（VEL）112で吸入空気量制御が可能なVEL作動角の上限値、すなわち、最大VEL作動角 $VELHLMT$ と、を比較し、目標VEL作動角 $TGVEL$ を設定する。具体的には、図に示すように、 $TGVEL0 \geq VELHLMT$ であれば、 $VELHLMT$ を目標VEL作動角 $TGVEL$ として設定し、 $TGVEL0 < VELHLMT$ であれば、 $TGVEL0$ を目標VEL作動角 $TGVEL$ として設定する。なお、前記最大VEL作動角 $VELHLMT$ は、機関回転速度 $Ne$ に基づいて、

あらかじめ設定した図中の j 1 部に示すようなテーブル T V E L H L M T を検索して算出する。これにより、吸入空気量制御を可能な限り実行しつつ、体積効率を最大限確保することができる。

【0041】

そして、コントロールユニット C/U 115 は、実際の V E L 作動角 V C S - A N G L が前記目標 V E L 作動角 T G V E L となるように、前記可変バルブ機構 (V E L) 112 を制御する。これにより、可変バルブ機構 (V E L) 112 による吸入空気量制御が精度よく実現できる。

(b-2) バルブ上流圧補正值 K M A N I P の設定

図 12 の b 1 部で実行されるバルブ上流圧補正值 K M A N I P の設定について説明する。まず、スロットル弁 103 b を絞ることによりバルブ上流圧 (吸気マニホールド内圧力) が変化 (この変化を  $P_{m0} \rightarrow P_{m1}$  とする) しても、吸気バルブ 105 を通過する空気量を一定とするには、圧縮性流体の一次元定常流れの式より次式 (5)、(6) が成立する必要がある。

【0042】

【数 3】

チョーク時

$$\begin{aligned} \frac{C_{d0} \cdot A_{v0} \cdot P_{m0}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma-1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \\ = \frac{C_{d1} \cdot A_{v1} \cdot P_{m1}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma-1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad \dots (5) \end{aligned}$$

非チョーク時

$$\begin{aligned} \frac{C_{d0} \cdot A_{v0} \cdot P_{m0}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \left( \frac{P_{c0}}{P_{m0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{c0}}{P_{m0}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \\ = \frac{C_{d1} \cdot A_{v1} \cdot P_{m1}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \left( \frac{P_{c1}}{P_{m1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{c1}}{P_{m1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad \dots (6) \end{aligned}$$

【0043】

$P_{m0}$  : スロットル弁全開時のバルブ上流圧 (吸気マニホールド圧  $\equiv$  大気圧)

$P_{m1}$  : 目標 Boost 時のバルブ上流圧 (吸気マニホールド圧)

$P_{c0}$  : スロットル弁全開時のバルブ下流圧 ( $\equiv$  シリンダ内圧)

$P_{c1}$  : 目標 Boost 時のバルブ下流圧 ( $\equiv$  シリンダ内圧)

$A_{v0}$  : スロットル弁全開時の吸気バルブ開口面積

$A_1$  : 目標 Boost 時の吸気バルブ開口面積

従って、バルブ上流圧が大気圧 ( $P_{m0}$ ) のときのバルブ開口面積  $A_0$  に対するバルブ上流圧補正值  $K_{MANIP}$  は、次式 (7)、(8) のようになればよい。

【0044】

【数4】

チョーク時

$$K_{MANIP} = \frac{C_{d0} \cdot A_{v0}}{C_{d1} \cdot A_{v1}} = \frac{P_{m1}}{P_{m0}} \quad \dots (7)$$

非チョーク時

$$K_{MANIP} = \frac{C_{d0} \cdot A_{v0}}{C_{d1} \cdot A_{v1}} = \frac{P_{m1} \cdot \left( \frac{P_{c1}}{P_{m1}} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{1 - \left( \frac{P_{c1}}{P_{m1}} \right)^{\frac{r-1}{r}}}}{P_{m0} \cdot \left( \frac{P_{c0}}{P_{m0}} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{1 - \left( \frac{P_{c0}}{P_{m0}} \right)^{\frac{r-1}{r}}}} \quad \dots (8)$$

【0045】

すなわち、バルブ上流圧補正值  $K_{MANIP}$  は、チョーク時には「目標 Boost (マニホールド圧) / 大気圧」により一義的に決まる。また、非チョーク時においても ( $P_{c0} / P_{m0}$ )  $\equiv$  ( $P_{c1} / P_{m1}$ ) になると考えられるため「目標 Boost / 大気圧」が支配的となる。従って、いずれの場合においても、バルブ上流圧補正值  $K_{MANIP}$  を「目標 Boost / 大気圧」として設定できることになる。

【0046】

そこで、本実施形態においては、図13に示すように、バルブ上流圧補正值  $K$

MANIPとして「目標Boost（目標マニホールド圧）／大気圧」を1点定数（例えば、88KPa／101.3KPa）で設定し、これを図12のB部に出力するようにした。但し、前記目標体積流量TQHOS Tが前記最小体積流量比QHOLMT以下の場合、すなわち、図12のA部において最小体積流量比QHOLMTが選択された場合は、バルブ上流圧の如何にかかわらず最終的に最小体積流量比QHOLMT相当のバルブ作動角が得られるように、バルブ上流圧補正值KMANIPとして1.0を図12のB部に出力する。

【0047】

#### （b-3）IVC補正值KHOSIVCの設定

図12のc1部において実行されるIVC補正值KHOSIVCの設定について説明する。本実施形態におけるIVC補正值KHOSIVCの設定は、まず、吸気バルブ105のバルブタイミング（閉弁タイミングIVC）に基づきバルブタイミング補正值HIVC（ $\leq 1$ ）を算出する一方、吸気バルブ105のバルブリフト量に基づきバルブリフト量補正值HLIFT（ $\geq 1$ ）を算出し、前記バルブタイミング補正值HIVCにバルブリフト量補正值HLIFTを乗算することにより行う。以下、図14の制御ブロック図に従って説明する。

【0048】

図14において、c10部では、前記可変バルブ機構（VEL）112の作動角VCS-ANGLに基づいて、あらかじめ設定したテーブルTV0IVCを検索して、前記可変バルブタイミング機構（VTC）114が動作していないときの（すなわち、VTC最遅角時の）吸気バルブ105の閉弁タイミングV0IVC（IVC角度）を算出する。

【0049】

c11部では、算出したV0IVCから吸気側カム軸113の回転位相（すなわち、可変バルブタイミング114の作動角）VTCNOWを減算することで、吸気バルブ105の実際の閉弁タイミングREALIVC（実IVC角度）を算出する。

c12部では、算出した実際の閉弁タイミングREALIVCに基づいて、図に示すようなテーブルTHIVCを検索して吸気バルブ105の閉弁タイミング

に応じたバルブタイミング補正值  $HIVC$  ( $\leq 1$ ) を算出する。なお、テーブル  $THIVC$  に示すように、バルブタイミング補正值  $HIVC$  は、閉弁タイミング  $IVC$  が進角側にあるほど小さく設定され、前記基本体積流量比  $TQHVEL$  は増大補正されることになる。

#### 【0050】

一方、c13部では、前記可変バルブ機構 (VEL) 112の作動角  $VCS-ANGL$  に基づいて、図に示すようなテーブル  $THLIFT$  検索して吸気バルブ105のバルブリフト量に応じたバルブリフト量補正值  $HLIFT$  ( $\geq 1$ ) を算出する。なお、テーブル  $THLIFT$  に示すように、バルブリフト量補正值  $HLIFT$  は、バルブリフト量が所定量を下回る領域においてバルブリフト量が低いほど大きく設定され、前記基本体積流量比  $TQHVEL$  は減少補正されることになる。

#### 【0051】

そして、c14部において、前記バルブタイミング補正值  $HIVC$  にバルブリフト量補正值  $HLIFT$  を乗算して  $IVC$  補正值  $KHOSIVC$  を算出して図12のC部に出力する。

なお、前記バルブタイミング補正值  $HIVC$  には、上記した静的補正 (前記シリンダ容積の減少分の補正) に加えて、機関回転中においては有効シリンダ容積  $Vcy1$  相当を吸気できないこと (すなわち、バルブリフト量によって有効シリンダ容積  $Vcy1$  の0~100%の間で可変となること) を考慮した動的補正やバルブオーバーラップ分の補正 (吸気バルブ105の開弁タイミング  $IVO$  に応じた補正) を含めるようにしてもよい。また、本実施形態では、テーブル作成が複雑化するのを回避するため、バルブタイミング補正值  $HIVC$  とバルブリフト量補正值  $HLIFT$  とを別々のテーブルにより算出するようにしているが、これらを合成した1つのテーブルにより算出するようにしてもよい。

#### 【0052】

(c) VTC目標角度演算部 c における演算処理

VTC目標角度演算部 c は、 $NOx$  低減量が吸気バルブ105の開弁タイミング ( $IVO$ ) 又はバルブオーバーラップ量によって決定されるため、あらかじめ

運転領域毎の要求 $\text{NO}_x$ 低減量に基づいて目標 $\text{IVO}$ 又は目標オーバーラップ量を割り付けたマップを作成しておき、このマップを参照して目標 $\text{IVO}$ 又は目標オーバーラップ量を算出し、前記目標 $\text{VEL}$ 作動角 $\text{TGVEL}$ をも考慮しつつ、目標 $\text{VTC}$ 作動角 $\text{TGVTC}$ を設定する。以下、図16を参照して詳細に説明する。なお、本実施形態においては、吸気側のみに可変バルブタイミング機構 $\text{VTC}114$ が設けられているので、前記マップにより吸気バルブ105の目標 $\text{IVO}$ を算出するようにした。

#### 【0053】

図16において、K部では、前記目標体積流量比 $\text{TQOHOST}$ と機関回転速度 $\text{Ne}$ に基づいて、あらかじめ設定した $\text{IVO}$ マップを参照して吸気バルブ105の目標開弁タイミング $\text{TGIVO}$ を算出する。

L部では、前記 $\text{VEL}$ 目標作動角 $\text{TGVEL}$ に基づいて、あらかじめ設定したテーブル $\text{TVOIVO}$ を検索し、前記可変バルブ機構( $\text{VEL}$ )112が目標 $\text{VEL}$ 作動角 $\text{TGVEL}$ に制御された場合における $\text{VTC}$ 最遅角時の吸気バルブ105の開弁タイミング $\text{VOIVO}$ を算出する。

#### 【0054】

M部では、前記目標開弁タイミング $\text{TGIVO}$ から $\text{VTC}$ 最遅角時の開弁タイミング $\text{VOIVO}$ を減算することで、可変バルブ機構 $\text{VEL}112$ が目標 $\text{VEL}$ 作動角 $\text{TGVEL}$ に制御された場合を考慮した前記可変バルブタイミング機構( $\text{VTC}$ )114の目標作動角(目標 $\text{VTC}$ 作動角) $\text{TGVTC}$ を算出する。

そして、コントロールユニットC/U115は、実際の $\text{VTC}$ 作動角 $\text{VTCNOW}$ が前記目標 $\text{VTC}$ 作動角 $\text{TGVTC}$ となるように、可変バルブタイミング機構(114)を制御する。これにより、吸入空気量制御と $\text{NO}_x$ の低減とを精度よく両立させることができる。

#### 【0055】

(d) 目標スロットル開度演算部dにおける演算処理

目標スロットル開度演算部dは、吸気バルブ105が基準のバルブ作動特性(本実施形態では、前記可変バルブ機構( $\text{VEL}$ )112が作動していないときとする。以下、 $\text{Std.}$ バルブ作動特性という)のときに要求されるスロットル弁

1 0 3 b の開口面積（以下、これをスロットル要求開口面積という） $TVOAA_0$ を算出し、これを実際の（制御された）吸気バルブのバルブ作動特性変化に応じて補正して目標スロットル開口面積 $TVOAA$ を算出する。そして、該目標スロットル開口面積 $TVOAA$ に基づいて目標スロットル開度 $TDTV_O$ を設定する。

## 【 0 0 5 6 】

（d-1）目標スロットル開度 $TDTV_O$ の設定

図 1 7 に制御ブロック図を示す。図 1 7 において、N 部では、 $Std$ 、バルブ作動特性時に要求されるスロットル弁の開口面積 $A_t$ に相当する状態量 $TADNV_0$ を算出する。具体的には、前記目標体積流量比 $TQH_0ST$ に基づいて、あらかじめ設定した変換テーブル $TTADNV_0$ を検索することにより $TADNV_0$ を算出する。なお、前記状態量 $TADNV_0$ は、スロットル弁開口面積を $A_t$ 、機関回転速度を $N_e$ 、排気量（シリンダ容積）を $VOL\#$ としたときに $A_t / (N_e \cdot VOL\#)$ で表されるものである。

## 【 0 0 5 7 】

そして、算出した $TADNV_0$ に、O 部において機関回転速度 $N_e$ を、P 部において排気量 $VOL\#$ をそれぞれ乗算し、 $Std$ 、バルブ作動特性時におけるスロットル要求開口面積 $TVOAA_0$ を算出する。

Q 部では、算出したスロットル要求開口面積 $TVOAA_0$ に、吸気バルブ 1 0 5 の作動特性の変化に応じた補正を行う。具体的には、前記スロットル要求開口面積 $TVOAA$ に、q 1 部で算出される吸気バルブ開度補正值 $KAVEL$ を乗算して目標スロットル開口面積 $TVOAA$ を算出する。なお、前記吸気バルブ開度補正值 $KAVEL$ の算出については後述する（図 1 8 参照）。

## 【 0 0 5 8 】

R 部では、算出した目標スロットル開口面積 $TVOAA$ に基づいて、あらかじめ設定した変換テーブル $TTVOAA$ を検索して目標スロットル開度 $TDTV_O$ を算出する。

そして、コントロールユニット（C/U）1 1 5 は、実際のスロットル弁 1 0 3 b の開度が、前記目標スロットル開度 $TDTV_O$ に収束するように前記電子制

御スロットル104を制御することになる。これにより、可変バルブ機構（VEL）112とスロットル弁103bとを協調させた制御が精度よく実行できる。

【0059】

（d-2）吸気バルブ開度補正值K A V E Lの算出

図17中のq1部で算出される吸気バルブ開度補正值K A V E Lの設定について説明する。まず、スロットル弁103bを通過する空気流量 $Q_{th}(t)$ （kg/sec）は、圧縮性流体の一次元定常流れの式より、次式（9）、（10）のように表すことができる。

【0060】

【数5】

$$\text{チョーク時: } \frac{P_c}{P_m} \leq \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$Q_{th}(t) = \frac{A_t \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma-1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad \dots (9)$$

非チョーク時

$$Q_{th}(t) = \frac{A_t \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \left( \frac{P_m}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_m}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad \dots (10)$$

【0061】

$P_a$  : 大気圧（Pa）、 $P_m$  : マニホールド圧（Pa）、

$T_a$  : 外気温度（K）、 $A_t$  : スロットル開口面積（ $m^2$ ）

吸気バルブ105の作動特性が変化しても（状態0→状態1）空気流量 $Q_{th}(t)$ を一定にするためには、次式（11）が成立する必要がある。

【0062】



【数 6】

$$\begin{aligned} & \frac{A_{t0} \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \left( \frac{P_{m0}}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{m0}}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \\ &= \frac{A_{t1} \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \left( \frac{P_{m1}}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{m1}}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad \dots (11) \end{aligned}$$

【0063】

$P_{m0}$  : Std. バルブ作動特性時の吸気マニホールド圧

$P_{m1}$  : 可変バルブ機構 (VEL) 作動時の吸気マニホールド圧

$A_{t0}$  : Std. バルブ作動特性時のスロットル弁開口面積

$A_{t1}$  : 可変バルブ機構 (VEL) 作動時のスロットル開口面積

従って、吸気バルブ開度補正值  $K_{AVEL}$  は、次式 (12) のようになる。

【0064】

【数 7】

$$K_{AVEL} = \frac{A_{t1}}{A_{t0}} = \frac{\left( \frac{P_{m0}}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{m0}}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}}{\left( \frac{P_{m1}}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{m1}}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}} \quad \dots (12)$$

【0065】

そこで、本実施形態においては、図 18 の q10 部において、Std. バルブ作動特性時の圧力比 ( $P_{m0}/P_a$ ) を、目標体積流量比  $TQH0ST$  と機関回転速度  $Ne$  に基づいて、あらかじめ全性能的に割り付けられたマップを参照して求める。

次に、q11 部では、前記 Std. バルブ作動特性時の圧力比 ( $P_{m0}/P_a$ ) に基づいて、あらかじめ設定したテーブル  $TKPA0$  を検索して係数  $KPA0$  を算出する。このテーブル  $TKPA0$  は、次式 (13) をあらかじめ算出して設

定したものであり、係数  $KPA0$  は式 (12) の分子に相当するものである。

【0066】

【数8】

$$KPA0 = \left( \frac{Pm0}{Pa} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt[1]{1 - \left( \frac{Pm0}{Pa} \right)^{\frac{1-r}{r}}} \quad \dots (13)$$

【0067】

一方、q12部においては、可変バルブ機構 (VEL) 112 作動時の圧力比 ( $Pm1/Pa$ ) に基づいて、あらかじめ設定したテーブル  $TKPA1$  を検索して  $KPA1$  を算出する。このテーブル  $TKPA1$  は、次式 (14) をあらかじめ算出して設定したものであり、係数  $KPA1$  は式 (12) の分母の値に相当するものである。

【0068】

【数9】

$$KPA1 = \left( \frac{Pm1}{Pa} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt[1]{1 - \left( \frac{Pm1}{Pa} \right)^{\frac{1-r}{r}}} \quad \dots (14)$$

【0069】

なお、可変バルブ機構 (VEL) 112 作動時の圧力比 ( $Pm1/Pa$ ) の算出については後述する (図19参照)。

そして、q13部において、前記係数  $KAP0$  を係数  $KAP1$  で除算することで吸気バルブ開度補正值  $KAVEL$  を算出し、図17のQ部に出力する。

(d-3) VEL 作動時の圧力比 ( $Pm1/Pa$ ) の算出

図18のq12部で用いる VEL 作動時の圧力比 ( $Pm1/Pa$ ) の算出は、以下のようにして行う。

【0070】

シリンダ内に吸入される空気量 (実吸入空気量)  $Qacyl$  は、新気割合を  $\eta$

とすると次式(15)で表すことができる。

【0071】

【数10】

$$Q_{acyl} = \frac{VOL}{R \cdot T_a} \cdot \eta \cdot P_{m1} \dots (15)$$

【0072】

従って、圧力比( $P_{m1}/P_a$ )は以下ようになる。

【0073】

【数11】

$$\frac{P_{m1}}{P_a} = \frac{Q_{acyl} \cdot R \cdot T_a}{VOL \cdot \eta \cdot P_a} = \frac{TP}{\eta} \cdot \frac{R \cdot T_a}{VOL \cdot P_a} = \frac{TP}{\eta \cdot TP_{100}} \dots (16)$$

【0074】

但し、「TP」は、前記シリンダに吸入される空気量(実吸入空気量) $Q_{acyl}$ であり、「TP100」は、スロットル弁103bが全開時にシリンダに吸入される空気量であって、 $TP_{100} = (VOL \cdot P_a) / (R \cdot T_a)$ で算出されるものである。また、「VOL」は、吸気バルブ105の各バルブ作動特性における有効シリンダ容積である。

【0075】

従って、前記TP、TP100及び新気割合 $\eta$ を求めることで、吸気マニホールド圧力 $P_m$ を検出することなく、VEL作動時の圧力比( $P_{m1}/P_a$ )を算出できる。

そこで、本実施形態では、図19のq20部において、スロットル弁103b全開時の吸気バルブ105の各バルブ作動特性における吸気バルブ105通過体積流量比(以下、全開時体積流量比という) $WQH_{0VEL}$ 、変換定数 $TPGA_{IN\#}$ を乗算することでTP100を算出する。なお、前記全開時体積流量比W

QH0VELの算出については後述する。

【0076】

また、q21部において、新気割合 $\eta$ を実際の各バルブ作動特性における吸気バルブ105通過体積流量比（以下、実機関体積流量比という）RQH0VELと機関回転速度 $N_e$ に基づいて、あらかじめ全性能的に割り付けられたマップを参照して算出する。なお、前記実機関体積流量比RQH0VELの算出については後述する。但し、前記新気割合 $\eta$ は、このようにして算出するものに限られず、例えば運転状態に基づいて推定するようにしてもよい。

【0077】

そして、q22部において、実吸入空気量「TP」に前記新気割合 $\eta$ を乗算して「TP100・ $\eta$ 」を算出し、更に、q23部において「TP / (TP100・ $\eta$ )」を算出し（これが、VEL作動時の圧力比（ $P_{m1} / P_a$ ）である）、前記図18のq12部に出力する。但し、チョーク時は、前記バルブ上流圧補正值KMANIP（すなわち、定数）を出力すればよい（式（7）参照）。

【0078】

（d-4）全開時体積流量比WQH0VEL及び実機関体積流量比RQH0VELの算出

かかる算出は、可変バルブ機構（VEL）112及び可変バルブタイミング機構（VTC）114によるバルブタイミングの変更を含めた可変バルブ機構（VEL）112の作動角VCS-ANGLに基づいて、吸気バルブ105の開口面積を求め、これを体積流量比に変換することにより行う。図20に制御ブロック図を示す。

【0079】

図20において、q30部では、可変バルブ機構（VEL）112の実作動角VCS-ANGLに基づいて、あらかじめ設定したテーブルTAAVEL0を検索して吸気バルブ105の開口面積AAVEL0を算出する。

q31部では、図12のH部と同様に、機関回転速度 $N_e$ に応じてVEL開口面積回転補正を行いAAVELとする。

【0080】

そして、算出した  $AAVEL$  を、 $q32$  部、 $q33$  部においてそれぞれ機関回転速度  $N_e$ 、排気量（シリンダ容積） $VOL\#$  で除算して、 $A/N/V$  特性とする。

$q34$  部では、あらかじめ設定した変換テーブル  $TWQH0VEL0$  を検索して、 $A/N/V$  特性を  $WQH0VEL0$  へと変換する。

【0081】

そして、 $q35$  部では、この  $WQH0VEL0$  に対して、図12のC部と同様に  $IVC$  補正を行い、続いて  $q36$  部において、図12のD部と同様に残留ガス補正を行って、全開時通過体積流量比  $WQH0VEL$  を算出し、図19の  $q20$  部へ出力する。

一方、 $q36$  部では、 $q34$  部で変換した  $WQH0VEL0$  に対して、図12にB部と同様に、バルブ上流圧補正を行って  $RQH0VEL0$  とし、 $q37$  部、 $q38$  部において  $IVC$  補正、残留ガス補正を行って、実機関体積流量比  $RQH0VEL$  を算出し、図19の  $q21$  部へ出力する。

【0082】

以上説明したように、本実施形態においては、可変バルブ機構（ $VEL$ ）112と前記電子制御スロットル104とを協調させた制御を行うので、可変バルブ機構（ $VEL$ ）112による吸入空気量制御（トルク制御）を可能にしつつ、可変バルブ機構（ $VEL$ ）のみでは対応できない負圧要求に対しては、電子制御スロットル104を制御し、運転状態に応じて最適な制御を実現できる。

【0083】

また、可変バルブ機構（ $VEL$ ）112により吸入空気量制御（トルク制御）を行うに際し、全要求吸気量  $Q$  を目標体積流量比  $TQH0ST$  として設定し、この目標体積流量比  $TQH0ST$  を吸気バルブ105の閉弁タイミング  $IVC$  及びバルブリフト量を考慮した補正值  $KHOSIVC$  によって補正し、補正後の体積流量比に基づいてバルブ作動特性を設定するので、バルブリフト量を可変する可変バルブ機構（ $VEL$ ）112によっても精度のよいスロットルレス運転が実現できる。

【0084】

なお、前記可変バルブ機構は、上述した構成のものに限定するものではなく、他の構成によるものであってもよく、また、吸気バルブ 1 0 5 のバルブ作動特性を可変するものに限られず、排気バルブ 1 0 7 のバルブ作動特性を吸気バルブ 1 0 5 と共に可変するものであってもよい。

更に、上記実施形態から把握し得る請求項以外の技術的思想について、以下にその効果と共に記載する。

(イ) 請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 つに記載の可変動弁機構の制御装置において、前記目標バルブ作動特性設定手段は、前記バルブリフト量として実際の吸気バルブのバルブリフト量を用い、前記閉弁タイミングとして実際の吸気バルブの閉弁タイミングを用いることを特徴とする。

【 0 0 8 5 】

このようにすれば、現在の状態（バルブリフト量、閉弁タイミング）を考慮した目標バルブ作動特性を設定できるので、精度の高い吸入空気量制御が実現できる。

(ロ) 請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 つに記載の可変動弁機構の制御装置において、前記目標吸入空気量設定手段は、前記目標吸入空気量を目標体積流量比として設定し、前記目標バルブ作動特性設定手段は、前記目標体積流量比をバルブ開口面積に変換して目標バルブ作動特性を設定することを特徴とする。

【 0 0 8 6 】

このようにすれば、所望とする目標トルクを得るための吸気バルブのバルブ開口面積、ひいては吸気バルブのバルブ作動特性（バルブリフト量等）を容易に設定できる。これにより、目標トルクの変化に対しても可変動弁機構を精度よく制御することができる。

(ハ) 請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 つに記載の可変動弁機構の制御装置において、可変動弁機構は、クランク軸に同期して回転する駆動軸と、該駆動軸の固定された駆動カムと、揺動することでバルブを開閉作動する揺動カムと、一端で前記駆動カム側と係合し他端で前記揺動カム側と係合する伝達機構と、該伝達機構の姿勢を変化させる制御カムを有する制御軸と、該制御軸を回動するアクチュエータと、を含んで構成され、前記アクチュエータによって前記制御軸を回動制御する

ことによりバルブリフト量を可変することを特徴とする。

【 0 0 8 7 】

このようにすれば、前記アクチュエータによって制御軸の作動角を変化させることによってバルブリフト量及びバルブ作動角を連続的に変化させ、可変動弁機構によるトルク制御（吸入空気量制御）が実行できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の実施形態における機関の構成図。

【図 2】 本発明の実施形態における可変バルブ機構 V E L の断面図（図 3 の A - A 断面図）。

【図 3】 上記可変バルブ機構 V E L の側面図。

【図 4】 上記可変バルブ機構 V E L の平面図。

【図 5】 上記可変バルブ機構 V E L に使用される偏心カムを示す斜視図。

【図 6】 上記可変バルブ機構 V E L の低リフト時の作用を示す断面図（図 3 の B - B 断面図）。

【図 7】 上記可変バルブ機構 V E L の高リフト時の作用を示す断面図（図 3 の B - B 断面図）。

【図 8】 上記可変バルブ機構 V E L における揺動カムの基端面とカム面に対応したバルブリフト特性図。

【図 9】 上記可変バルブ機構 V E L のバルブタイミングとバルブリフトの特性図。

【図 1 0】 上記可変バルブ機構 V E L における制御軸の回転駆動機構を示す斜視図。

【図 1 1】 本実施形態における吸入空気量制御を示す全体ブロック図。

【図 1 2】 可変バルブ機構 V E L の目標作動角演算を示すブロック図。

【図 1 3】 バルブ上流圧補正值 K M A N I P の設定を示す図。

【図 1 4】 I V C 補正值 K H O S I V C の設定を示すブロック図。

【図 1 5】 残留ガス補正值 K R E S 検索用のテーブルを示す図。

【図 1 6】 可変バルブタイミング機構 V T C の目標作動角演算を示すブロック図。

【図 1 7】 目標スロットル開度の設定演算を示すブロック図。

【図 1 8】 吸気バルブ開度補正值  $K_{A V E L}$  の算出を示すブロック図。

【図 1 9】  $V E L$  作動時の圧力比 ( $P_{m1} / P_a$ ) 算出を示すブロック図。

【図 2 0】 全開時体積流量比  $W Q H O V E L$  及び実機関体積流量比  $R Q H O V E L$  の算出を示すブロック図。

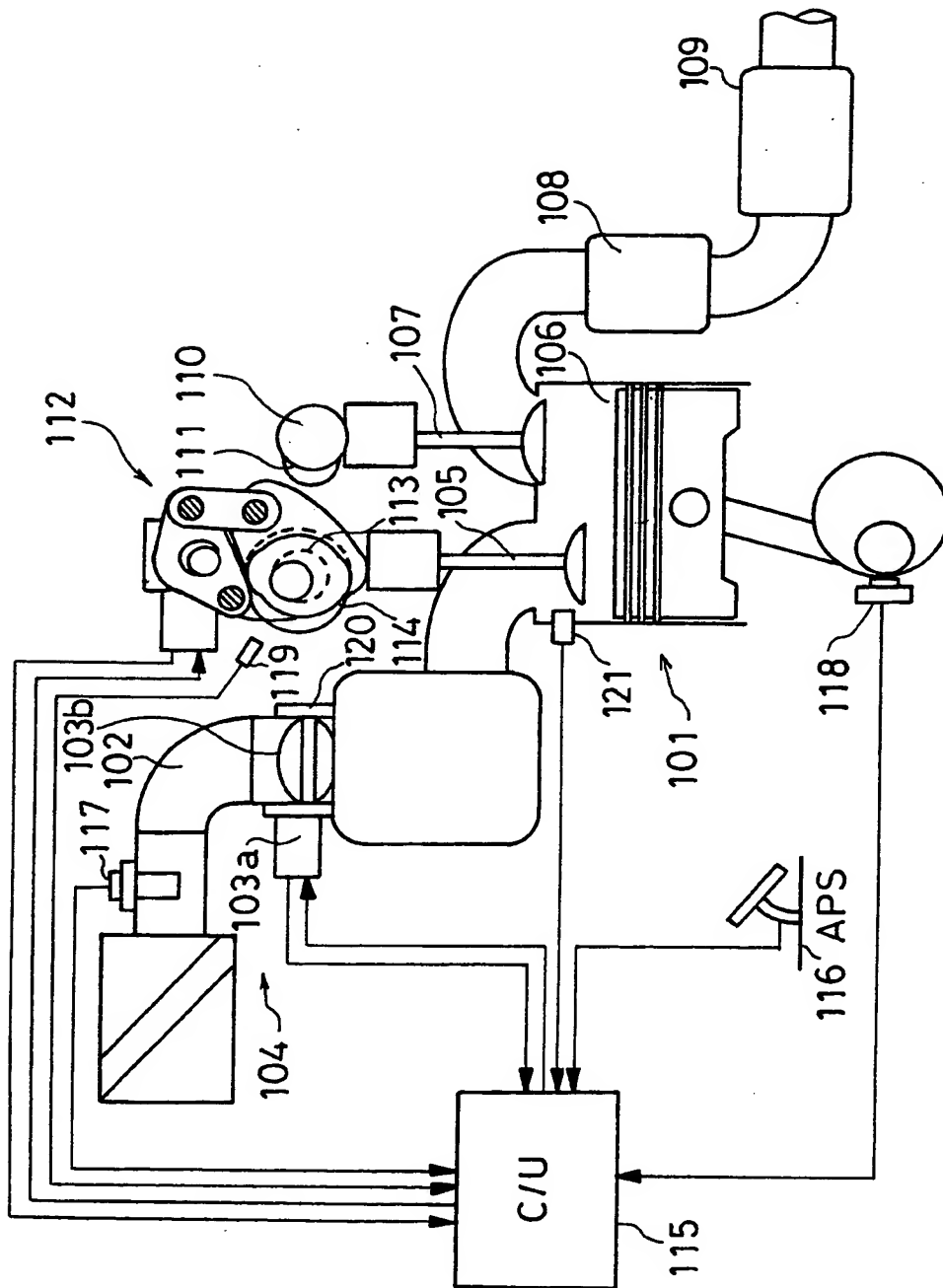
【符号の説明】

1 0 1 … 内燃機関、1 0 5 … 吸気バルブ、1 1 2 … 可変動弁機構としての可変バルブ機構 ( $V E L$ )、1 1 4 … 可変動弁機構としての可変バルブタイミング機構 ( $V T C$ )、1 1 5 … 目標吸入空気量設定手段、目標バルブ作動特性設定手段及び可変動弁機構制御手段としてのコントロールユニット ( $C / U$ )

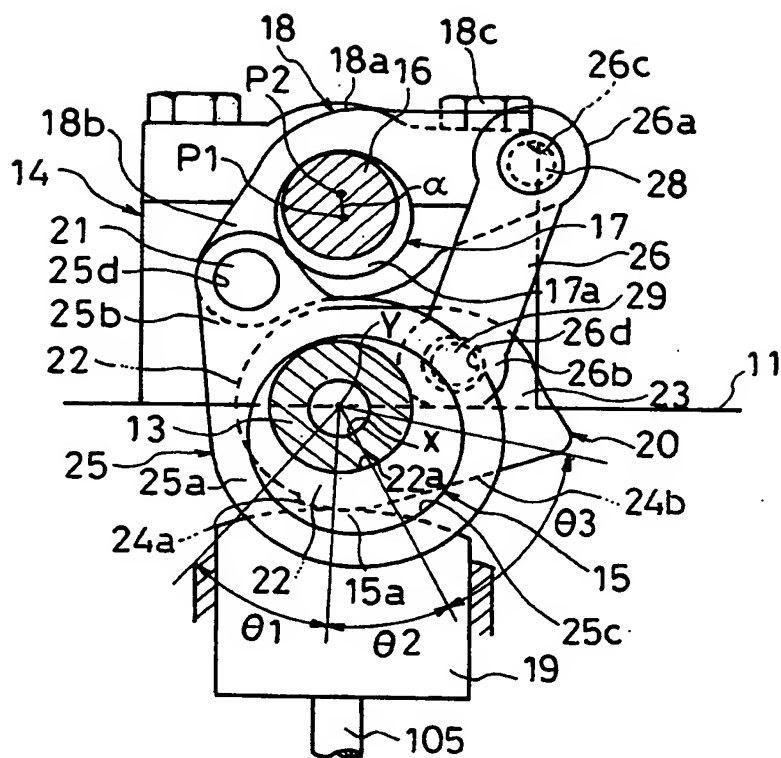


【書類名】 図面

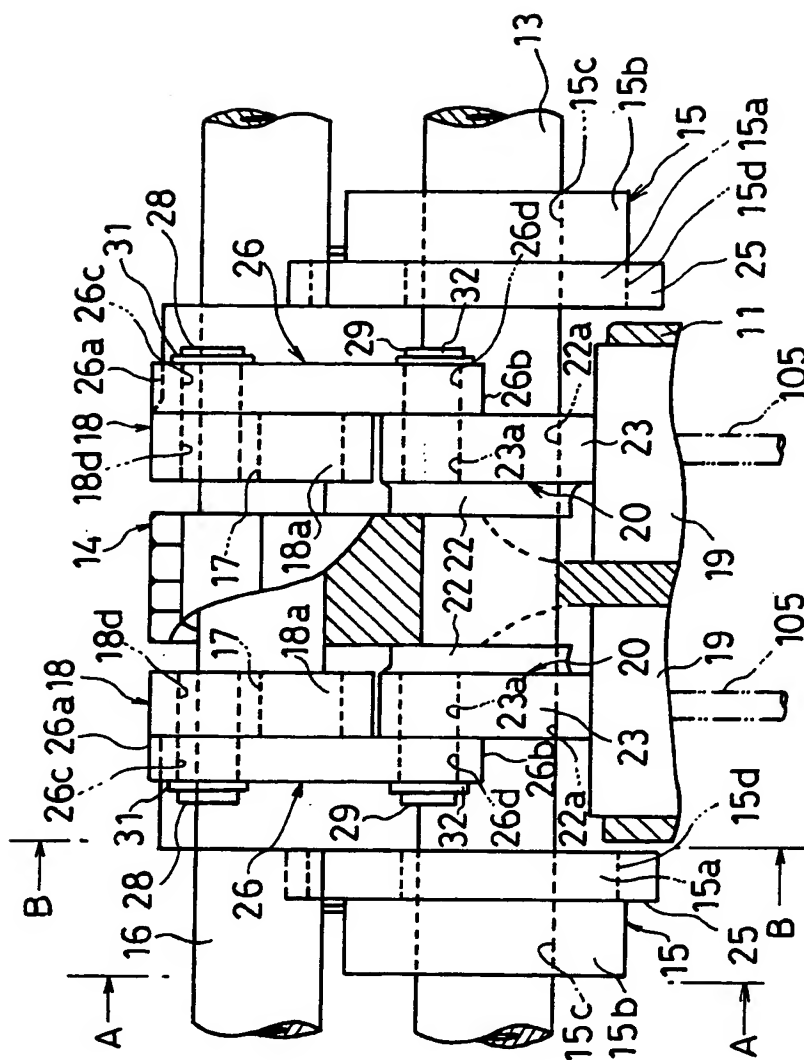
【図 1】



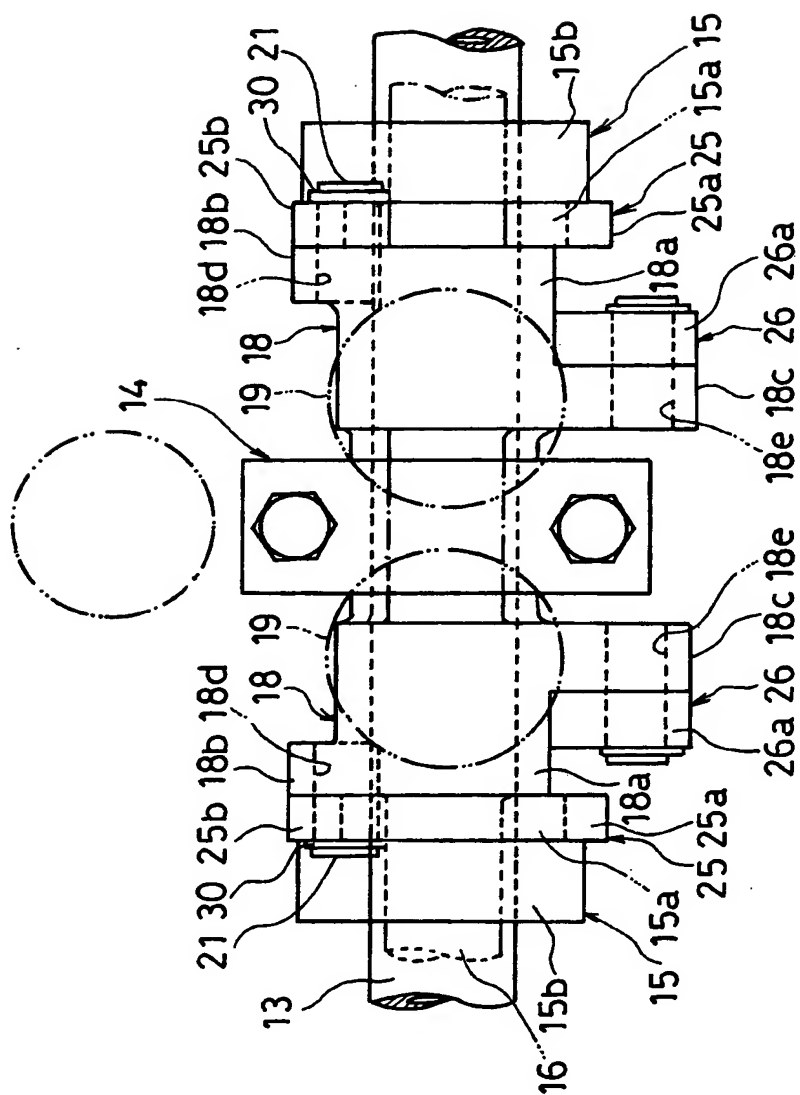
【図 2】



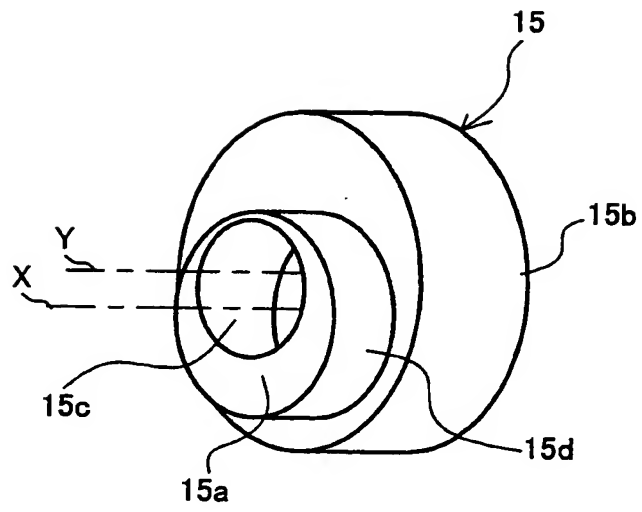
【図 3】



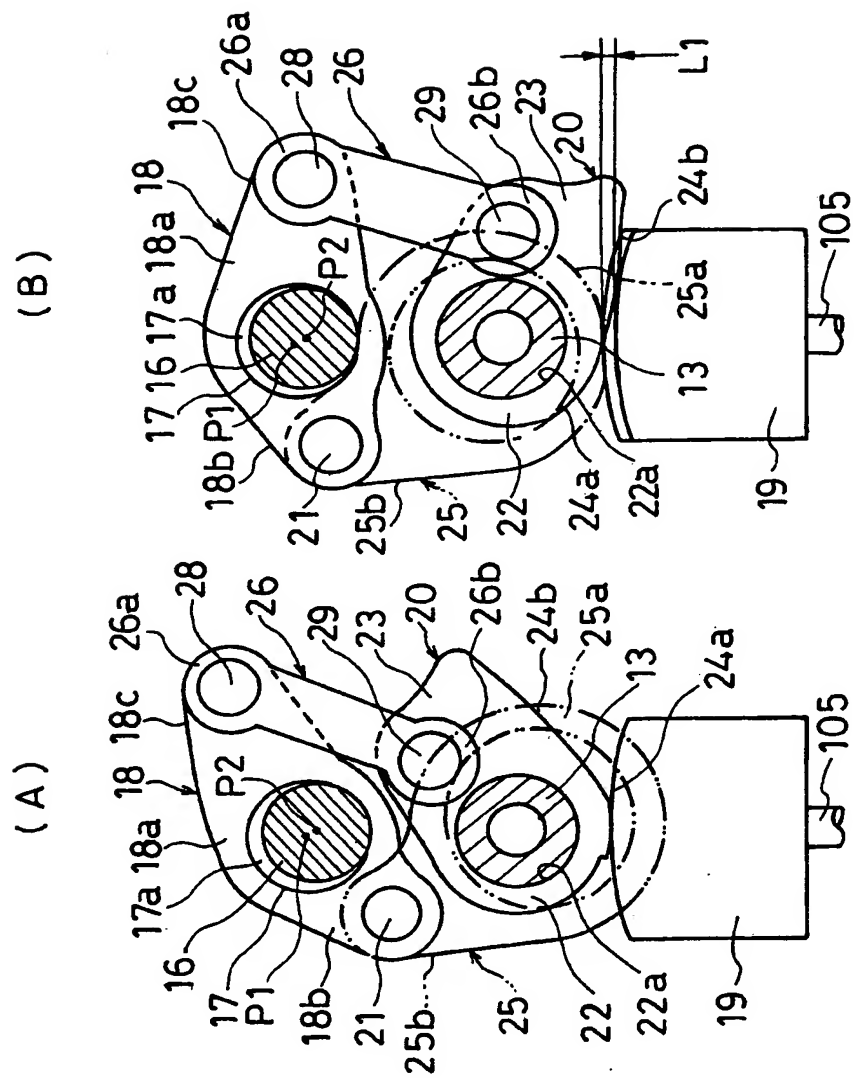
【図 4】



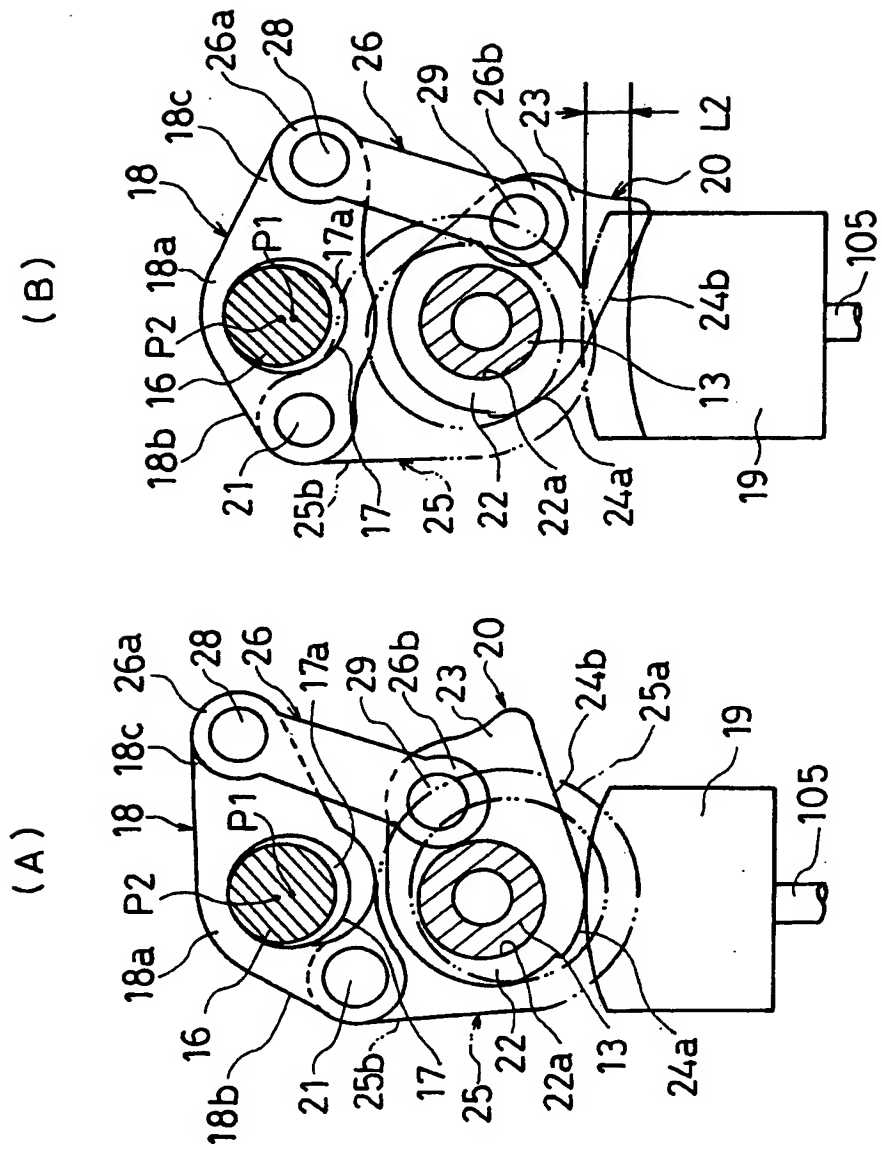
【図 5】



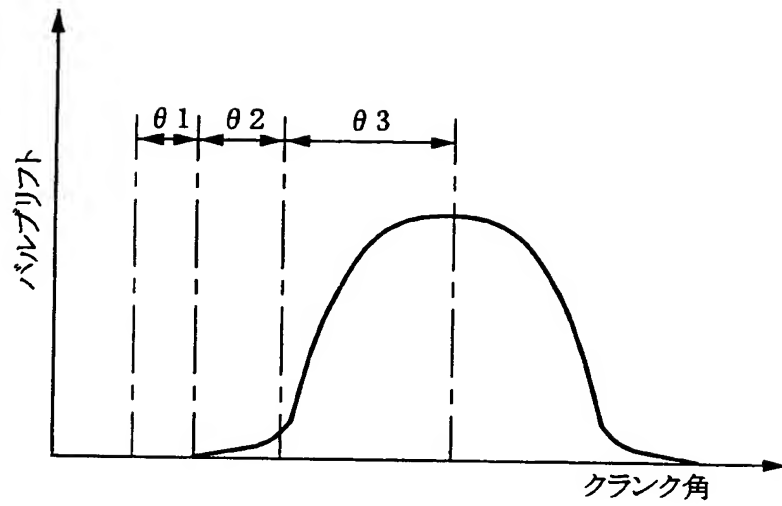
【図 6】



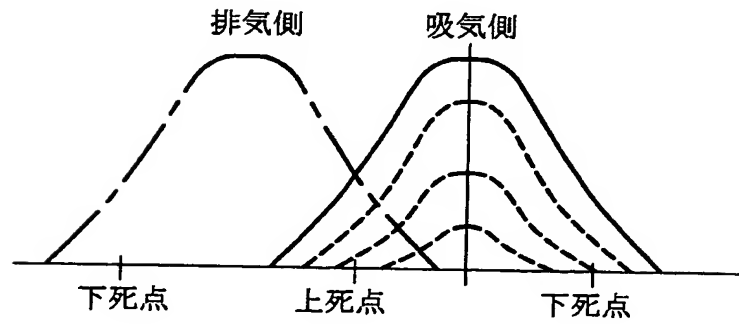
【図7】



【図 8】

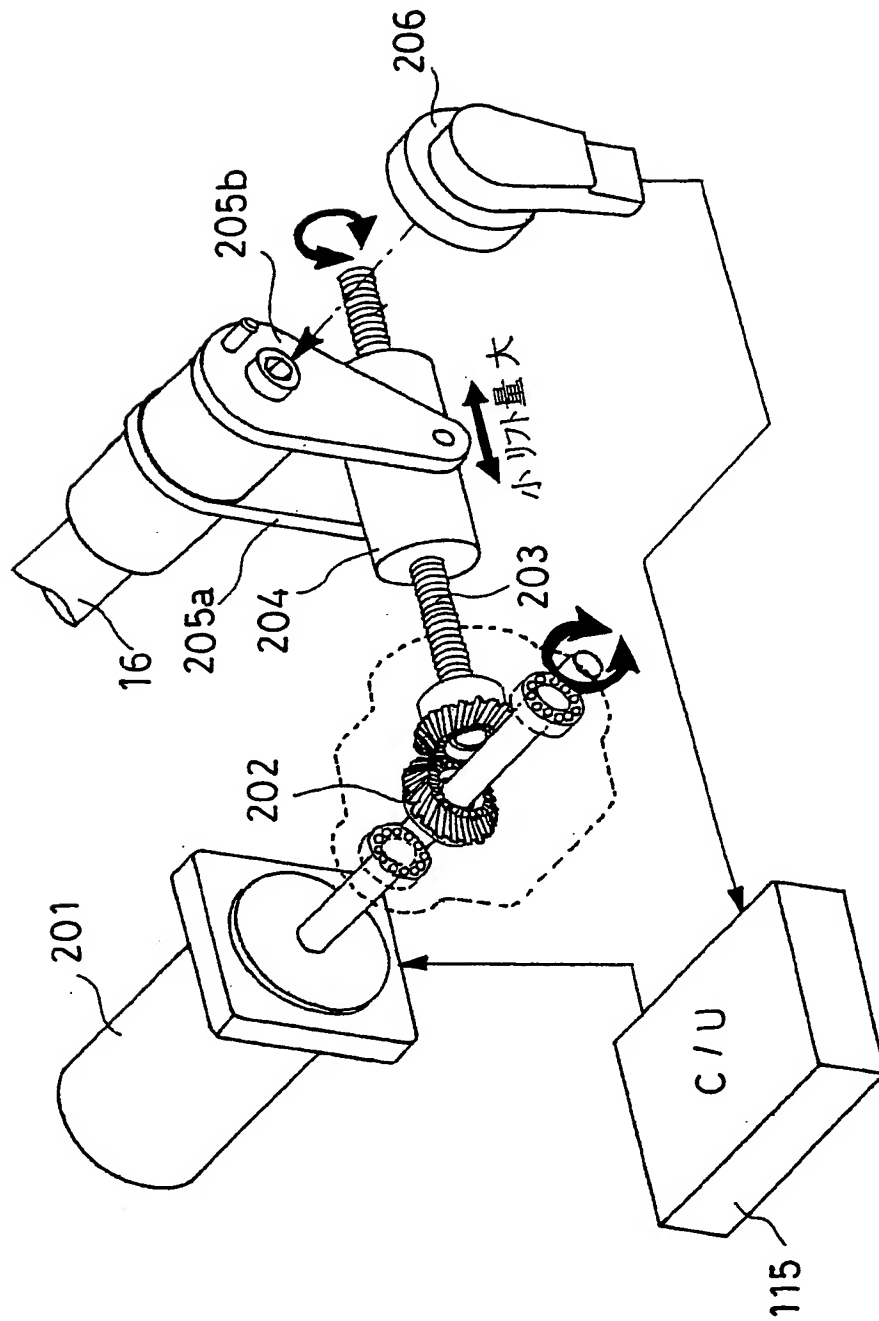


【図 9】

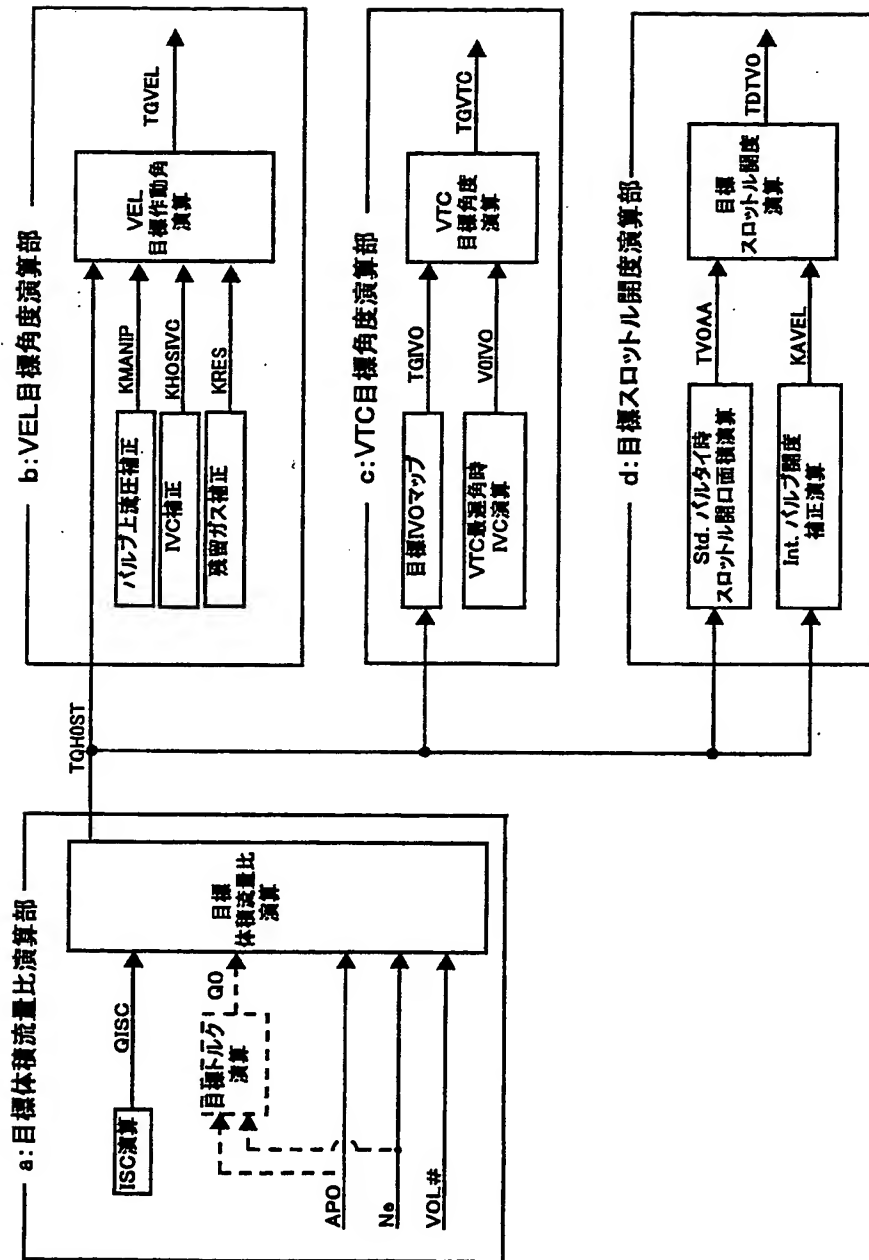




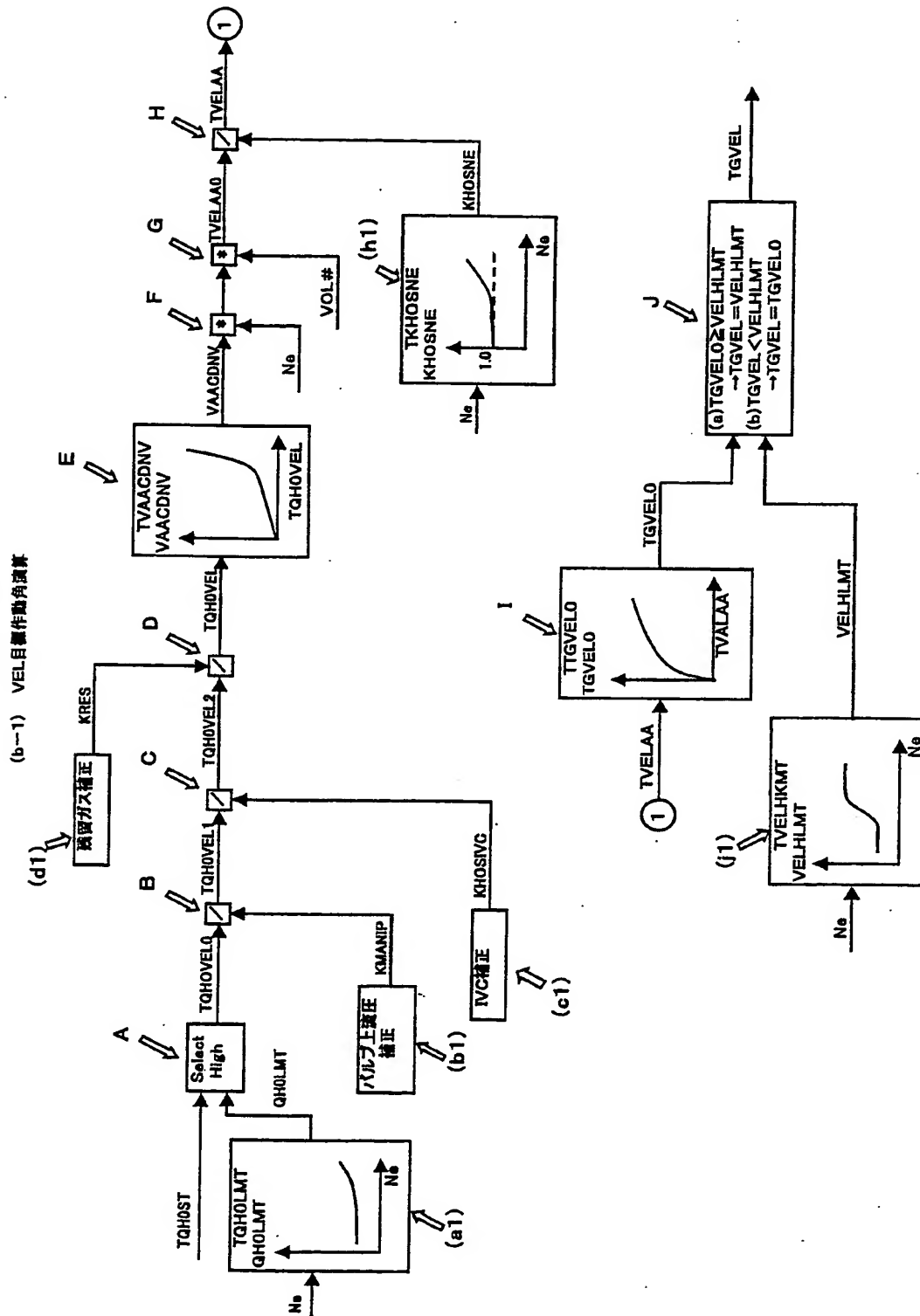
【図10】



【図 11】

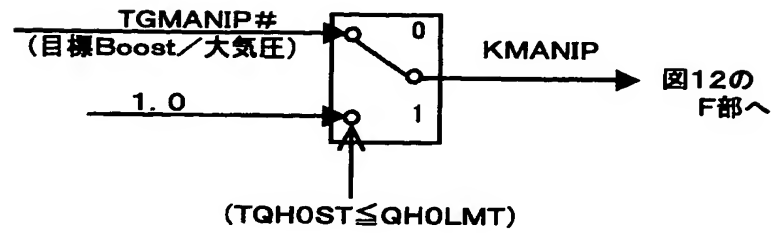


【图 1 2】

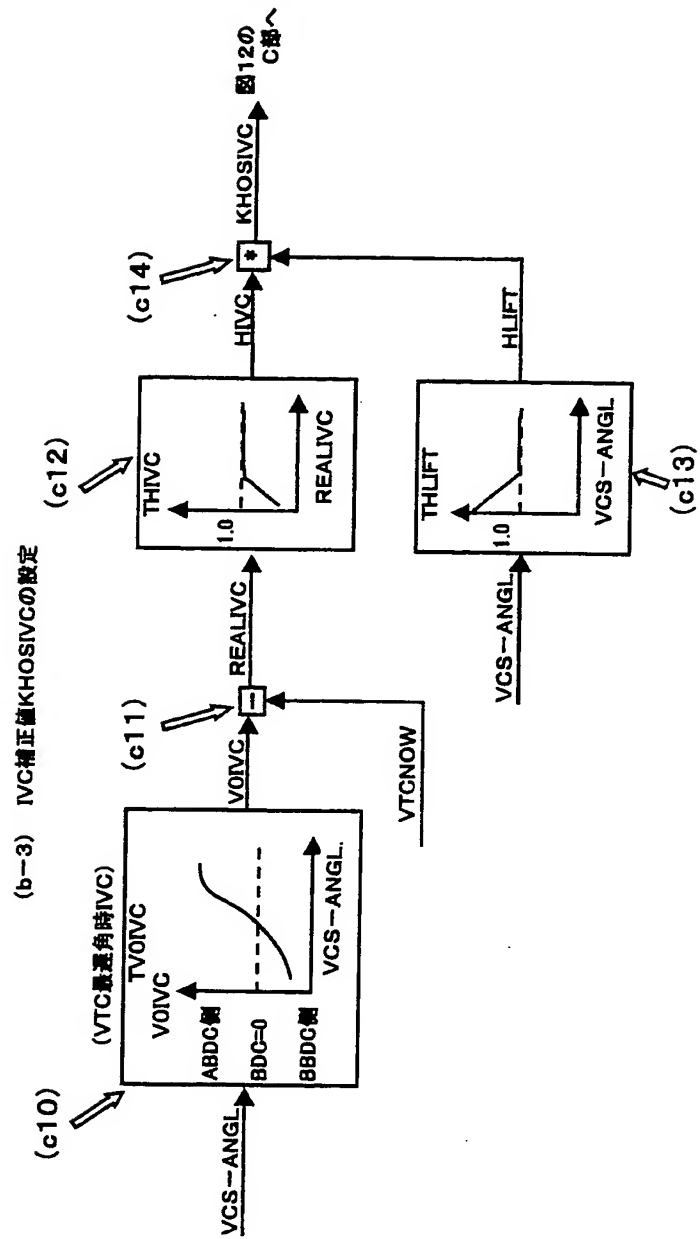


【図 1 3】

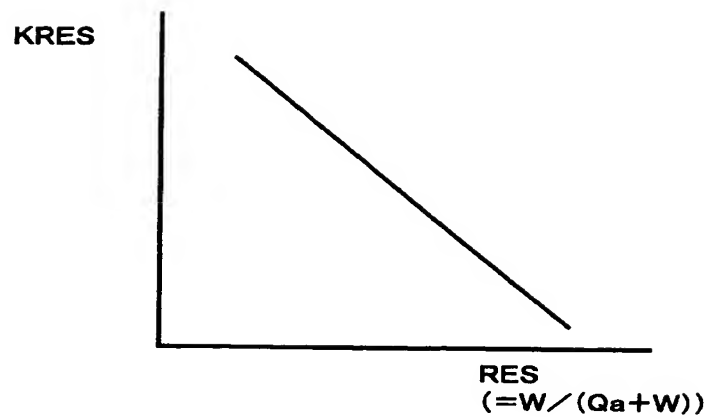
(b-2) バルブ上流圧補正值KMANIPの設定



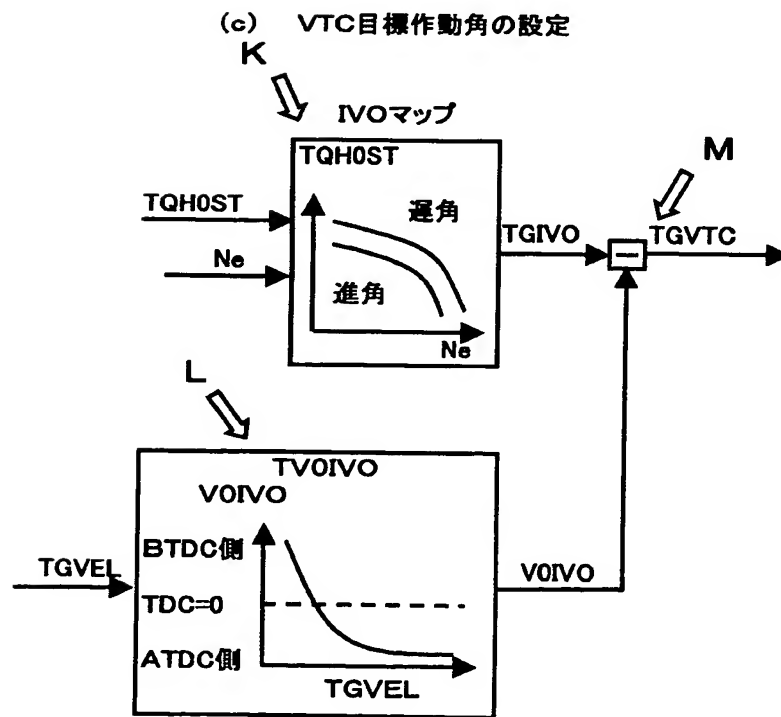
【図 14】



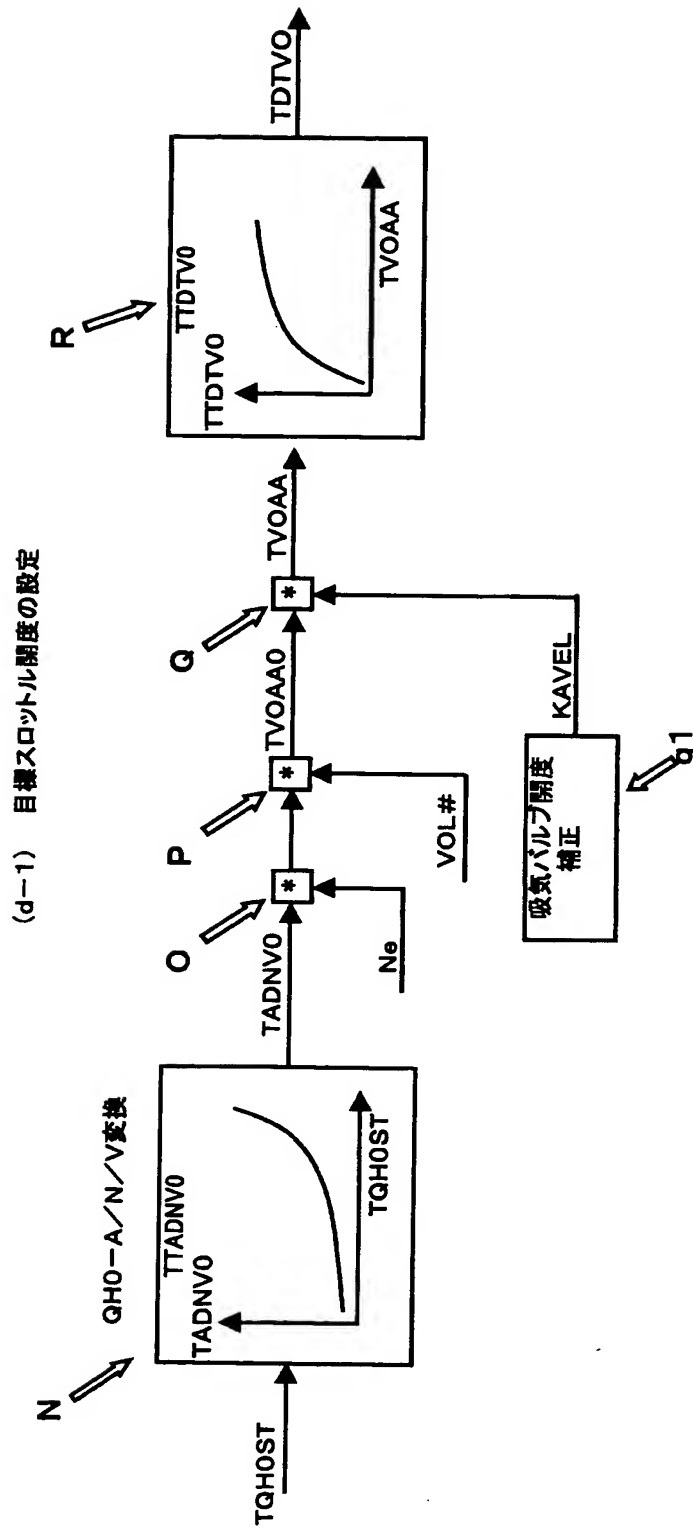
【図 1 5】



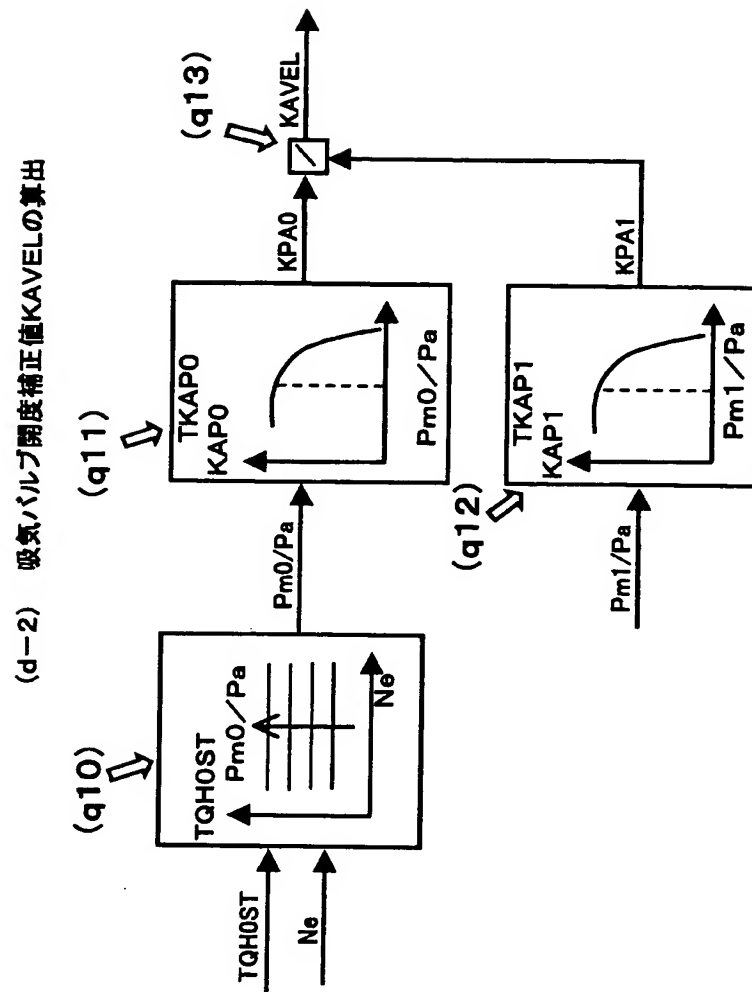
【図 1 6】



【図 1 7】

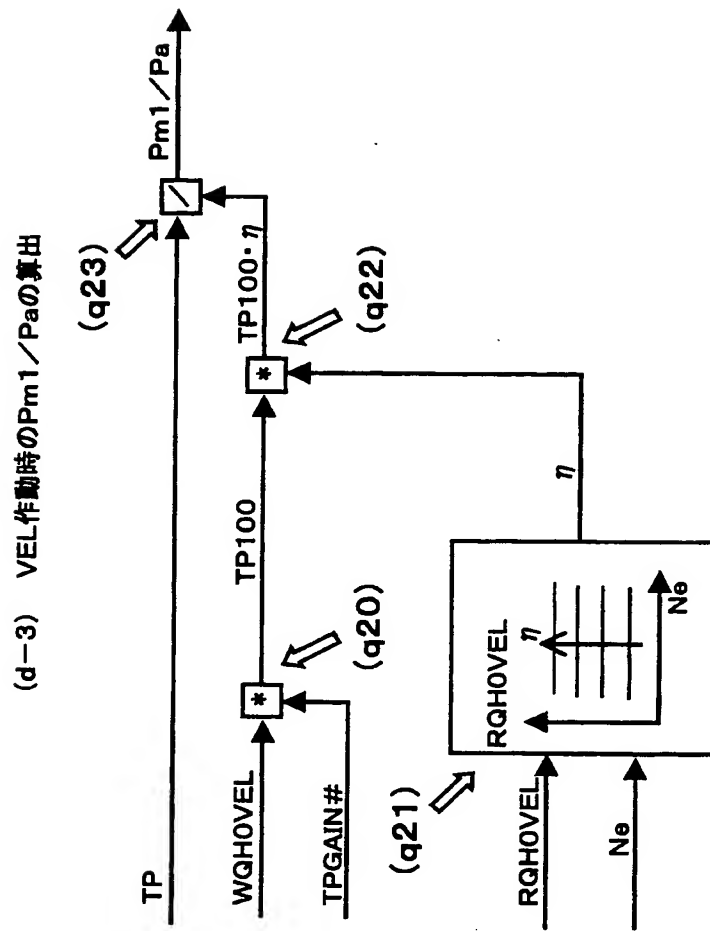


【図 1 8】



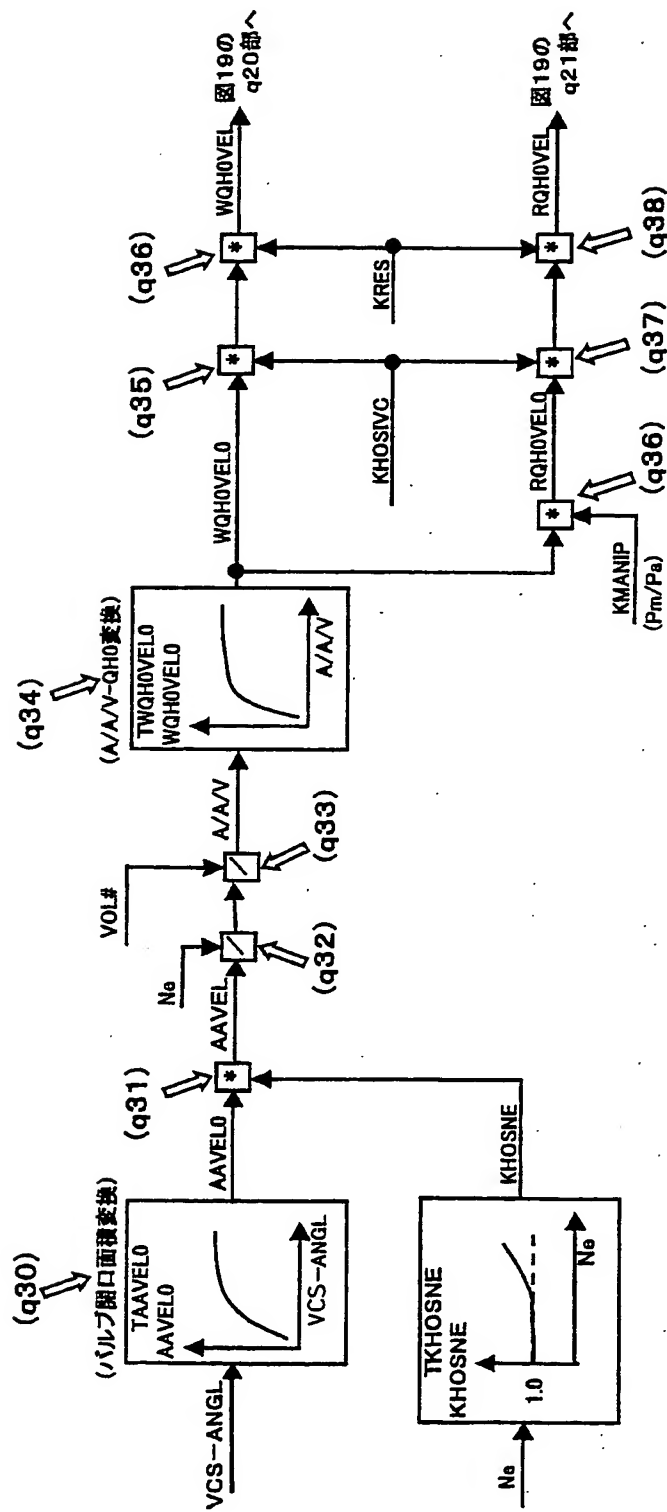


【図19】



【図20】

(d-4) 全開体積流量比WQH0VEL、実機開体積流量比RQH0VELの算出



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 バルブリフト量を可変する可変動弁機構を用いて精度のよいスロットルレス運転を実現する。

【解決手段】 バルブリフト量を可変する可変動弁機構の目標作動角を算出する V E L 目標作動角演算部 b は、目標体積流量比演算部 a で算出した機関の目標トルク相当の目標体積流量比 T Q H O S T を、吸気バルブの閉弁タイミング及びバルブリフト量に応じて補正（I V C 補正）し、補正後の目標体積流量比に基づき可変動弁機構の目標バルブ作動特性 T G V E L を設定する。そして、吸気バルブのバルブ作動特性が前記目標バルブ作動特性 T G V E L となるように制御することで、低バルブリフト領域においても可変動弁機構による吸入空気量制御、すなわち、スロットルレス運転を精度よく実現する。

【選択図】 図 1 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000167406]

1. 変更年月日 1993年 3月11日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地  
氏 名 株式会社ユニシアジェックス
2. 変更年月日 2002年10月15日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地  
氏 名 株式会社日立ユニシアオートモティブ